

W. Merhof

E.-M. Hackbarth
(Hersg.)

Fahrmechanik der Kettenfahrzeuge

Alle Rechte vorbehalten

ISBN: 978-3-943207-13-2

Dem Ingenieur, der sich mit den Aufgabenstellungen der Kraftfahrzeugtechnik beschäftigt, steht ein umfangreiches Angebot an Fachliteratur zu Verfügung. Die Besonderheiten bei der Thematik der Fahrmechanik der Kettenfahrzeuge sind manchmal nur gestreift, meist aber überhaupt nicht angeführt. Dieses Buch soll hier einen Anschluss herstellen und Gesichtspunkte liefern, die Fahreigenschaften eines Kettenfahrzeugs beurteilen zu können. Es wurde von Dipl.-Ing. W. Merhof und Prof. Dipl.-Ing. E.-M. Hackbarth erarbeitet, die zunächst an der Fachhochschule des Heeres Darmstadt und in Folge an der Universität der Bundeswehr München die Vorlesung „Kettenfahrzeugtechnik“ lehrten, deren Inhalt hier als Grundlage gedient hat. Im Einzelnen werden Themenkreise behandelt, die sich bei Anwendungen - auf Grund der höheren Anforderungen - meist auf militärische Kettenfahrzeuge beziehen.

Vorwort

Dieses Buches ist Nachfolger der seit über zwanzig Jahren vergriffenen Auflagen des im Leuchtturm-Verlag (Alsbach) von 1982 und 1985 erschienen Buches mit gleichem Titel. Diese Neuauflage wurde sowohl bezüglich des Aufbaus als auch inhaltlich entsprechend der fortschreitenden Entwicklung in der Fahrzeugtechnik überarbeitet, ergänzt und aktualisiert.

Das vorliegende Buch soll in erster Linie eine Einführung in das komplexe Thema der Fahrmechanik der Kettenfahrzeuge geben. Es sollen dabei nicht nur wehrtechnische Fachleute angesprochen werden, sondern auch diejenigen in der Entwicklung zivil genutzter Kettenfahrzeuge und Verkehrssachverständige. Darüber hinaus soll es denen auch Unterstützung geben, die ihr Wissen in der allgemeinen Fahrzeugtechnik erweitern wollen.

Dem Ingenieur/der Ingenieurin und der/dem technisch Interessierten, die/der sich mit der Kraftfahrzeugtechnik auseinandersetzt, steht zwar ein umfangreiches Angebot an Literatur zur Verfügung, findet aber auf dem Gebiet der Kettenfahrzeugtechnik relativ wenige und kaum zusammenhängende Abhandlungen.

Die vorliegende Arbeit soll hier einen Anschluss herstellen. Sie ist bemüht, das sich an der Fachhochschule des Heeres Darmstadt bis 1979 und in der Nachfolge seit 1990 an der Universität der Bundeswehr München im Fachgebiet der Kettenfahrzeugtechnik angesammelte Wissen zusammenhängend darzustellen.

Die Fahrmechanik der Kettenfahrzeuge wird hier vor allem am Beispiel militärischer Fahrzeuge dargestellt, da diese hier die höheren Anforderungen stellen.

Ausgehend von diesen Anforderungen werden Problemstellungen unter Einbeziehung der technischen und physikalischen Grundlagen aufgezeigt und die sich daraus ergebenden Rahmenbedingungen für die Kettenfahrzeuge erläutert.

So wird auf den Antrieb mit seinen konventionellen und alternativen Möglichkeiten in Verbindung mit den verschiedenen Kennungswandlerkonzepten eingegangen und ihre Verwendung in Kettenfahrzeugen erörtert. Für eine künftige Entscheidung eines alternativen Antriebskonzeptes für ein Kettenfahrzeug muss allerdings ihre weitere Entwicklung beobachtet werden. Einen breiten Raum nimmt Lenkfähigkeit und Lenkung ein, die bei Kettenfahrzeugen völlig andere Herausforderungen als bei Radfahrzeugen

stellt. Abgeschlossen wird mit den Laufwerken mit ihren gegenüber Radfahrzeugen in weitem Bereich anderen Rahmenbedingungen.

Um diese Inhalte zu vertiefen und die Anwendung des Stoffes und damit der Grundlagen im Kettenfahrzeugbau deutlicher aufzuzeigen, ist ein Aufgabenteil ergänzend hinzugefügt worden. Mit diesen Berechnungsbeispielen werden die Aufgabenstellungen der Fahrmechanik der Kettenfahrzeuge sowie die dargelegten Erkenntnisse und Schlüsse nochmals verdeutlicht und der Nachschlagewerkcharakter des Buches verstärkt.

Dezember 2015

W. Merhof

E.-M. Hackbarth

Inhaltsverzeichnis

Abkürzungen, Formelzeichen	XV
1 Einführung	1
2 Fahrphysik in Längs- und Querrichtung	5
2.1 Kettengriffigkeit und Bodendruck	5
2.1.1 Kraftübertragung auf den Boden (Fahrbahn).....	6
2.1.1.1 Kettengriffigkeit μ_R	6
2.1.1.2 Kettengestaltung.....	11
2.1.2 Bodendruck und Bodentragfähigkeit	12
2.1.2.1 Bodendruck.....	12
2.1.2.2 Bodentragfähigkeit	18
2.2 Fahrmechanik der Geradeausfahrt	19
2.2.1 Kraftfluss Motor – Fahrbahn	19
2.2.2 Laufwerkswiderstände F_{wi}	20
2.2.2.1 Aufbau der Kettenlaufwerke	21
2.2.2.2 Kettenvorspannung (-vorspannkraft)	23
2.2.2.2.1 Statische Kettenvorspannung T_{stat}	23
2.2.2.2.2 Dynamische Kettenvorspannung T_{dyn}	26
2.2.2.2.3 Gesamtkettenvorspannung T_o	27
2.2.2.3 Kettenzugkräfte	28
2.2.2.3.1 innerer Kettenzugkraft F_{ZKi}	28
2.2.2.3.2 äußere Kettenzugkraft.....	29
2.2.2.3.3 Verteilung der inneren Kettenzugkraft	29
2.2.2.4 Einzelaufwerkswiderstände.....	31
2.2.2.4.1 Triebradreibung F_{RE}	31
2.2.2.4.2 Spurreibungswiderstand F_{RS}	33
2.2.2.4.3 Gelenkreibungswiderstand F_{KG}	36
2.2.2.4.4 Stoßwiderstand F_{KS}	38
2.2.2.4.5 Innerer Rollwiderstand F_{roll}	38
2.2.3 Äußere Fahrwiderstände F_{wa}	39
2.2.3.1 Bugwiderstand F_{Bug}	39
2.2.3.2 Steigungswiderstand F_{St}	41
2.2.3.3 Luftwiderstand F_L	41
2.2.3.4 Beschleunigungswiderstand F_B	42

2.2.3.5	Anhängewiderstand F_{An}	43
2.2.4	Rollwiderstand F_R	43
2.3	Fahrmechanik der Kurvenfahrt.....	50
2.3.1	Verwirklichung der Kurvenfahrt und vereinfachtes Wendemodell.....	50
2.3.2	Geschwindigkeiten an den Triebrädern bei Kurvenfahrt.....	56
2.3.2.1	Geschwindigkeiten im großen Radienbereich $R \geq s/2$ ($i_L \geq 1$) ...	56
2.3.2.2	Geschwindigkeiten im kleinen Radienbereich $s/2 \geq R \geq 0$ ($1 \geq i_L \geq 0$)	58
2.3.2.3	Darstellung der bezogenen Trieb­rad­geschwin­dig­kei­ten	59
2.3.3	Kräfte an den Triebrädern bei Kurvenfahrt	60
2.3.3.1	Kräfte an den Triebrädern im großen Radienbereich $R \geq s/2$ ($i_L \geq 1$).....	61
2.3.3.2	Kräfte an den Triebrädern im kleinen Radienbereich $s/2 \geq R \geq 0$ ($1 \geq i_L \geq 0$)	64
2.3.3.3	Darstellung der bezogenen Kräfte an den Triebrädern	65
2.3.3.4	Kräfte an den Triebrädern auf fester Fahrbahn	67
2.3.4	Leistungen an den Triebrädern bei Kurvenfahrt.....	68
2.3.4.1	Leistungen an den Triebrädern im großen Radienbereich $R \geq s/2$ ($i_L \geq 1$).....	68
2.3.4.2	Leistungen an den Triebrädern im kleinen Radienbereich $s/2 \geq R \geq 0$ ($1 \geq i_L \geq 0$).....	69
2.3.4.3	Darstellung der bezogenen Leistungen an den Triebrädern.....	69
2.3.4.4	Gesamte für die Kurvenfahrt an den Triebrädern erforderliche Leistung.....	71
2.3.5	Wendewiderstandsbeiwert f_w	72
2.3.6	Lenkwilligkeit eines Kettenfahrzeugs	76
2.3.7	Untersuchung der im Vorhinein getroffenen Vereinfachungen, weitere Wendemodelle	81
2.3.7.1	Kettenbreite	81
2.3.7.2	Schlupf in Querrichtung, Wendepole.....	82
2.3.7.3	Einflüsse auf die Lage der Wendepole.....	86
2.3.7.4	Ungleichförmiger Wendevorgang.....	92
2.3.7.5	Weitere Wendemodelle	93
2.3.7.6	Erfassung des Schlupfes in Längs- und Querrichtung, Radienvergrößerung	103

3 Antrieb	107
3.1 Auswahlkriterien für die Motorisierung	108
3.2 Ottomotor	112
3.3 Dieselmotor	115
3.3.1 Aufladung	116
3.3.1.1 Mechanische Aufladung.....	117
3.3.1.2 Abgasturboaufladung	119
3.3.1.3 Druckwellenlader	125
3.3.2 Weitere Dieselmotorvarianten	126
3.4 Hybridmotoren	129
3.5 Gasturbine	130
3.6 Alternative Kraftstoffe	139
3.6.1 Fossile Brennstoffe	141
3.6.2 Biokraftstoffe	145
3.6.3 Wasserstoff	148
3.7 Elektrischer Antrieb	150
3.7.1 Elektromotoren	151
3.7.1.1 Reihenschlussmotor.....	152
3.7.1.2 Asynchronmotor.....	154
3.7.1.3 Synchronmotor	155
3.7.1.4 Reluktanzmotor	156
3.7.1.5 Dauermagnetmotor.....	157
3.7.1.6 Transversalflussmotor	158
3.7.1.7 Zusammenfassung	159
3.7.2 Energiespeicher.....	161
3.7.2.1 Akkumulatoren.....	162
3.7.2.2 Brennstoffzelle	166
3.8 Hybridantriebe.....	172
3.8.1 Kombination Verbrennungsmotor - Gasturbine	172
3.8.2 Kombination Verbrennungsmotor - Elektrischer Antrieb	173
3.8.3 Kombination Gasturbine - elektrischer Antrieb.....	180
3.9 Vetronics (= Vehicle Electronics).....	181
4 Triebstrang	183
4.1 Kennungswandler.....	183
4.1.1 Drehzahlwandler	184
4.1.1.1 (Mechanische) Reibungskupplung.....	184

4.1.1.2	Hydrodynamische Kupplung.....	185
4.1.2	Drehmomentwandler.....	186
4.1.2.1	Gestufte Drehmomentwandler	188
4.1.2.1.1	Handschaltgetriebe.....	188
4.1.2.1.1.1	Vorgelegegetriebe.....	188
4.1.2.1.1.2	Planetengetriebe (Umlaufgetriebe, Differenziale).....	191
4.1.2.1.2	Automatisierte Getriebe und Automatikgetriebe.....	193
4.1.2.2	Stufenlose Drehmomentwandler	196
4.1.2.2.1	Hydrodynamische Drehmomentwandler	197
4.1.2.2.2	Hydrostatische Drehmomentwandler	199
4.1.2.2.3	Stufenlose, mechanische Drehmomentwandler.....	202
4.1.2.2.4	Elektrische Getriebe.....	205
4.1.2.3	Leistungsverzweigte Getriebe	205
4.1.3	Zusammenfassung.....	207
4.2	Beurteilung von Lenkgetrieben.....	208
4.2.1	Erzeugung der Lenkübersetzung	208
4.2.1.1	Zusammenhang Kurvenradius - Lenkübersetzung - Fahrgeschwindigkeit	208
4.2.1.2	Symmetrische Lenkgetriebe	209
4.2.2	Antriebsleistung, Verluste, Wirkungsgrade.....	213
4.2.2.1	Erforderliche Leistung am Kettentriebrad.....	213
4.2.2.2	Getriebe- und Lenkverluste	214
4.2.2.3	Wirkungsgrade	217
4.2.3	Leistungsbilanz	218
4.2.3.1	Leistungsfluss in Abhängigkeit von der festen Lenkübersetzung.....	218
4.2.3.2	Leistungsbilanz als Funktion des Kurvenradius.....	220
4.2.3.3	Fahrgeschwindigkeit in der Kurve	222
4.2.4	Exaktes Lenken.....	224
4.2.5	Weitere Beurteilungspunkte	225
4.2.6	Einteilung der Lenkgetriebe.....	226
4.3	Asymmetrische Lenkgetriebe.....	230
4.3.1	Kupplungs-Brems-Lenkgetriebe.....	230
4.3.2	Umlauf-Lenkgetriebe.....	238
4.3.2.1	Entwicklung des Umlauf-Lenkgetriebes aus dem Kupplungs-Brems-Lenkgetriebe	238

4.3.2.2	Grundlagen und Wirkungsmöglichkeiten von Planetengetriebesätzen	241
4.3.2.3	Fahrmechanisches Verhalten des Umlauf-Lenkgetriebes	246
4.4	Symmetrische Lenkgetriebe	252
4.4.1	Ausgleichs-Lenkgetriebe	252
4.4.1.1	Einfach-Lenk differenzial	252
4.4.1.2	Mehrfach-Lenk differenzial	257
4.4.2	Überlagerungs-Lenkgetriebe	268
4.4.2.1	Grundsätzliches	268
4.4.2.1.1	Kennzeichnende Eigenschaften der Überlagerungs-Lenkgetriebe	268
4.4.2.1.2	Bedeutung des Summierungsgetriebes	274
4.4.2.1.3	Entwicklung des Überlagerungs-Lenkgetriebes	277
4.4.2.1.4	Zusammenfassung	280
4.4.2.2	Radien-Überlagerungs-Lenkgetriebe	281
4.4.2.2.1	Prinzip	281
4.4.2.2.2	Berechnung der festen Lenkübersetzungen	288
4.4.2.2.3	Leistungsbilanz	291
4.4.2.2.4	Ausführungsbeispiele	307
4.4.2.3	Stufenlose Überlagerungs-Lenkgetriebe	318
4.4.2.3.1	Prinzip	318
4.4.2.3.2	Berechnungsgrundlagen	321
4.4.2.3.2.1	Mindestkurvenradius	321
4.4.2.3.2.2	Leistungsbilanz	321
4.4.2.3.3	Bauformen der des stufenlosen Lenkantriebs	325
4.4.2.3.3.1	Hydrostatische Lenkgetriebe	325
4.4.2.3.3.2	Hydrodynamische Lenkgetriebe	338
4.4.2.3.3.3	Hydrostatisch-hydrodynamische Lenkgetriebe	342
4.4.2.3.3.4	Hydrostatisch-mechanische Lenkgetriebe	351
4.5	Alternative Kraftübertragungs- und Lenkeinrichtungen von Kettenfahrzeugen	360
5	Kettenlaufwerke	367
5.1	Aufgaben und Problemstellung	367
5.1.1	Aufgabe des Laufwerks	367
5.1.2	Beeinflussung der Beweglichkeit durch das Laufwerk	368
5.1.2.1	Geländegängigkeit	369

5.1.2.1.1	Spezifischer Bodendruck	369
5.1.2.1.2	Kettengriffigkeit.....	370
5.1.2.1.3	Grabenüberschreitfähigkeit.....	370
5.1.2.1.4	Kletterfähigkeit (oder Übersteig-)	371
5.1.2.1.5	Bodenfreiheit.....	372
5.1.2.1.6	Querneigung.....	373
5.1.2.2	Reaktionsfähigkeit.....	373
5.2	Arten und Aufbau der Kettenlaufwerke.....	374
5.2.1	Einteilung der Kettenlaufwerke	374
5.2.2	Aufbau der Kettenlaufwerke.....	376
5.2.2.1	Antriebsräder	377
5.2.2.2	Leiträder mit Kettenspannvorrichtung	380
5.2.2.3	Laufrollen und Schwingarme (Tragarme).....	384
5.2.2.4	Stützrollen.....	391
5.2.2.5	Gleisketten.....	392
5.2.2.5.1	Scharnierkette	397
5.2.2.5.2	Verbinderkette.....	400
5.2.2.5.3	Bandkette	403
5.2.2.5.4	Schwingungsarme Kette	408
5.2.2.6	Federung und Dämpfung.....	410
5.3	Anforderungen an Kettenlaufwerkssysteme	410
5.3.1	Schwingungsbeanspruchung.....	410
5.3.1.1	Art und Entstehung der Schwingungen.....	410
5.3.1.2	Beschleunigungsverträglichkeit	420
5.3.2	Federung	422
5.3.2.1	Anforderungen.....	422
5.3.2.2	Federarten	426
5.3.2.2.1	Stahlfedern	426
5.3.2.2.2	Gummifedern	430
5.3.2.2.3	Gasfedern	431
5.3.3	Schwingungsdämpfung.....	432
5.3.3.1	Anforderungen.....	432
5.3.3.2	Dämpferarten.....	436
5.3.3.2.1	Hydraulikdämpfer	436
5.3.3.2.2	Reibungsdämpfer	439
5.3.3.2.3	Elektrorheologische/magnetorheologische Dämpfer.....	440
5.3.4	Konstruktion und Betriebssicherheit	440

5.4	Eigenschaften ausgeführter Kettenlaufwerke	441
5.4.1	Verbundfederlaufwerke	441
5.4.2	Einzelabhängungen.....	444
5.4.2.1	Federung mit Tellerfedern.....	444
5.4.2.2	Federung mit Drehstab	445
5.4.2.3	Hydropneumatische Feder-Dämpfer-Elemente.....	453
5.5	Geregelte Laufwerke	464
Anhang: Berechnungsbeispiele		471
Literaturverzeichnis		509
Sachwortverzeichnis.....		513

Abkürzungen, Formelzeichen

a	Beschleunigung, Verzögerung	i_n	Drehzahlverhältnis im hydrodyn. Drehmomentwandler
a_m	mittlere Verzögerung	i_o	Grundübersetzung des Planetensatzes
a_s	Schwingarmlänge	i_{pl}	Übersetzung des Planetengetriebes
b	Fahrzeugbreite	i_{SG}	Übersetzung im Wechselgetriebe (Schalt-)
b_e	spezifischer Kraftstoffverbrauch	i_{StL}	Übersetzung zwischen Lenkkupplung und Sonnenrad im Summierungsgetriebe
b_K	Kettenbreite	i_{Su}	Übersetzung im Summierungsgetriebe
c	Kohäsion	i_{SV}	Übersetzung im Seitenvorgelege
c^*	Drehfedersteifigkeit, -konstante	i_v	Vorwärtsübersetzung
c_F	Federsteifigkeit, -konstante	i_w	Wendeübersetzung
c_s	Stoßziffer	i_{Wa}	Übersetzung im hydrodyn. Drehmomentwandler
c_w	Luftwiderstandsbeiwert	i_{wf}	feste Wendeübersetzung
d	Durchmesser	i_{WG}	Übersetzung im Wendegetriebe
d_{LR}	Laufrollendurchmesser	i_{wr}	Rutschübersetzung
$e_{a,i}$	Abstand Wendepole der Ketten zur Kettenmitte	i_{ws}	Übersetzung des hydraulischen Lenkgetriebes
e_K	Abstand Wendepol – Fahrzeugmitte	k	Dämpfungskonstante
f	Kettendurchhang	l	Drehstablänge, Abstand Federstation - Nickachse
f_K	Radienvergrößerungsfaktor	l_a	Kettenaufgelänge
f_R	Rollwiderstandsbeiwert	l'_a	Kettenaufgelänge bei t_g
f_{roll}	innerer Rollwiderstandsbeiwert	l_g	Kettengliedlänge, Kettenteilung
f_s	Schwingfrequenz	l_{SR}	Stützrollenabstand
f_W	Wendewiderstandsbeiwert	m	Masse, Fahrzeugmasse
f_{W0}	Wendewiderstandsbeiwert bei $i_L = 0$	m_{Kg}	Kettengliedmasse
i	Drehzahlverhältnis Außen-/Sonnenrad im Planetensatz	n	Kettenspannungsexponent, Drehzahl
i_f	Produkt aller festen Übersetzungen	$n_{a,i}$	Drehzahl der Triebräder kurvenaußen, -innen
i_K	Lenkübersetzung für R_K		
i_L	Lenkübersetzung		
i_{Lf}	feste Lenkübersetzung		
i_{Lt}	Effektive Lenkübersetzung		

n_A	Außenraddrehzahl	s_w	Schlupfzahl Wendebewegung
n_{Ar}	Arbeitsspielzahl	t_g	Einsinktiefte
n_{an}	Antriebsdrehzahl, allgemein	u	Umfangsgeschwindigkeit von Zahnradern
n_{Br}	Drehzahl an der Lenkbremse	v	Geschwindigkeit in m/s
n_g	Anzahl der frei durchhängenden Kettenglieder	$v_{a,i}$	Umfangsgeschwindigkeit der Triebräder/Ketten kurvenaußen, -innen
n_L	Nullwellendrehzahl	v_m	Fahrgeschwindigkeit, mittlere Kettengeschwindigkeit
n_{LR}	Laufrollenanzahl	v_{mG}	Fahrgeschwindigkeit bei Geradeausfahrt
n_m	mittlere Drehzahl der Triebräder	v_{mt}	tatsächliche Geschwindigkeit
n_{mot}	Motordrehzahl	v_{rel}	Relativgeschwindigkeit
n_{nenn}	Nennendrehzahl	$v_{Sa,i}$	Schlupfgeschwindigkeit der Ketten
n_P	Planetenträgerdrehzahl, Steg-	$v_{ta,i}$	tatsächl. Umfangsgeschwindig- keit Triebräder/Ketten
n_{Pu}	Pumpenraddrehzahl	v_{tres}	tatsächl. result. Geschwindigkeit
n_S	Sonnenraddrehzahl	v_T	Umfangsgeschwindigkeit am Kettentriebrad
n_{SG}	Drehzahl nach Wechselgetriebe	$v_{wa>i}$	Wendegeschwindigkeit kurvenaußen, -innen
n_T	Triebraddrehzahl	x_N	horizontal. Abstand Nickpol - Schwerpunkt
n_{Tu}	Turbinenraddrehzahl	z	Zähnezahl, Zylinderzahl
n_v	Vorwärtsdrehzahl (Geradeaus-)	z_A	Zähnezahl Außenrad
n_w	Wendedrehzahl (Lenk-)	z_F	Federweg
$n_{wa,i}$	Wendedrehzahl kurvenaußen, -innen	z_N	vertikal. Abstand Nickpol - Schwerpunkt
p	Steigung, Gefälle, hydraul. Druck, Polpaarzahl	z_R	Zahl der Reibpaarungen
p_e	Arbeitsdruck, Nutzdruck des Motors	z_S	Zähnezahl Sonnenrad
p_F	Druck in der Gasfeder	z_W	vertikale Bewegung der Wanne
p_g	Bodentragfähigkeit	z_T	Triebradzähnezahl
p_H	hydraulischer Druck		
p_o	spezif. Bodendruck		
p'_o	effektiver Bodendruck		
p_u	Umgebungsdruck		
r	Teilkreisradius von Zahnradern, Radius		
r_m	mittlerer, wirksamer Radius		
r_T	Teilkreisradius des Triebrades		
s	Spurweite		
s_v	Schlupfzahl Vorwärtsbewegung		

A	Querspan-, Projektionsfläche	$F_{v,h}$	Widerstandskräfte gegen die
A_{gtat}	tatsächl. Fläche für den		Wendebewegung
	Bodendruck eines Kettengliedes	F_w	Fahrwiderstand,
A_K	Kolbenfläche der Gasfeder		Fahrwiderstände
D	Dämpfungsgrad	F_{wa}	äußerer Fahrwiderstand
D_T	Triebraddurchmesser	F_{wi}	Laufwerkswiderstand (innerer
$F_{a,i}$	Triebradkräfte kurvenaußen,		Fahrwiderstand)
	-innen	F_W	Wendewiderstand
F_{An}	Anhängewiderstand	F_{WR}	Rollwiderstandsanteil des
$F_{aW,iW}$	Wendewiderstandskräfte		Wendewiderstandes
	kurvenaußen, -innen	F_Z	übertragbare Zugkraft
F_B	Beschleunigungswiderstand	F_{ZKa}	äußere Kettenzugkraft
F_{Bug}	Bugwiderstand	F_{ZKi}	innere Kettenzugkraft
F_c	Fliehkraft	F_{ZT}	Triebradkraft
F_D	Dämpferkraft	G	Gleit-, Schubmodul
F_F	Federkraft	J	Trägheitsmoment
F_G	Fahrzeuggewicht	K_D	Kettendämpfungsfaktor
F_{Gg}	Kettengliedgewicht	M	Drehmoment
F_{GKT}	Gewicht, oberer Kettentrum	$M_{a,i}$	Triebradmoment außen, innen
F_{KG}	Ketten-	M_A	Drehmoment am Außenrad
	Gelenkreibungswiderstand	M_{An}	Antriebsmoment
F_{KS}	Ketten-Stoßwiderstand	M_d	Motordrehmoment
F_L	Luftwiderstand	M_K	Wendepol des Fahrzeugs
F_N	Normalkraft, Anpresskraft	M_{Ku}	Kupplungsmoment
F_Q	Radlast	$M_{Ka,i}$	Wendepole der Ketten
F_{QLR}	Laufrollenlast	M_P	Drehmoment am Plantetenträger
F_R	Rollwiderstand	M_{Pu}	Pumpenmoment
F_{RE}	Triebradreibungswiderstand	M_S	Drehmoment am Sonnenrad
F_{Reib}	Reibungskomponente der	M_T	Triebraddrehmoment
	übertragbaren Zugkraft	M_{TF}	Torsionsmoment
F_{roll}	innerer Rollwiderstand		(Drehstabfeder)
F_{RS}	Ketten-Spurreibungswiderstand	M_{Tu}	Turbinenmoment
F_s	Seitenkraft	M_W	Wendewiderstandsmoment
F_{Scher}	Scherkomponente der	P	Leistung
	übertragbaren Zugkraft	$P_{a,i}$	Triebradleistungen kurvenaußen,
F_{St}	Steigungswiderstand		-innen
		P_{ab}	Abtriebsleistung

P_{an}	Ausgangsleistung am hydrodyn. Drehmomentwandler	V	Verlustleistung, Volumen, Fahrgeschwindigkeit in km/h
$P_{anv, w}$	Antriebsleistung für die Vortriebsbewegung, Wendebewegung	VDC	Volt direct current
P_e	(effektive) Motorleistung	V_F	Federvolumen
P_{enenn}	Nennleistung (max. Motorleistung)	V_H	Hubvolumen
P_G	Getriebeleistung	V_L	Lenkverlustleistung
P_{HK}	Leistung des hydrodynamischen Lenkelementes	V_S	Schlupfverlustleistung
P_{HS}	Leistung des hydrostatischen Lenkelementes	V_T	Triebwerkverlustleistung (Getriebe-)
P_K	Kupplungsleistung im Planetengetriebe	V_{Wa}	Wandlerverlustleistung
P_{Pu}	Pumpenleistung	W_F	Feder- Arbeitsaufnahmevermögen
P_R	Rollwiderstandsleistung, Vortriebs-	α	Steigungswinkel
P_T	gesamte Triebbradleistung	α_w	wirksamer Zahnflankenwinkel
P_{TU}	Turbinenleistung	β	Winkel der Laufrollenanlaufflanke, Schwimmwinkel
P_W	Wendewiderstandsleistung	δ	Ketteneinlaufwinkel
P_Z	Verzahnungs-Wälzleistung im Planetengetriebe	ε	Massenfaktor (rot. Massen)
Q_H	Fördermenge (pro Zeiteinheit)	η	Wirkungsgrad
S	Schlupf	η_d	Wirkungsgrad eines Zahneingriffs im Lenkdifferenzial
R	theoretischer Kurvenradius des Fahrzeugschwerpunktes	η_{ges}	Gesamtwirkungsgrad
$R_{a,i}$	Radius der Kette kurvenaußen, -innen	η_K	Wirkungsgrad Kegelradgetriebe
R_K	Eigenkrümmungsradius der Kette	η_{Ku}	Wirkungsgrad, hydrodyn. Kupplung
R_{min}	Radius des Schwerpunktes entsprechend i_{Lf}	η_L	Lenkwirkungsgrad
R_t	tatsächl. Kurvenradius	η_{Lfl}	Wirkungsgrad zwischen Eingang zum Überlagerungslenkgetriebe und Lenkorgan
T_{dyn}	dynam. Kettenvorspannung		
T_o	Kettenvorspannung		
T_{stat}	statische Kettenvorspannung		

η_{Lf2}	Wirkungsgrad zwischen Lenkorgan und Sonnenrad im Summierungsgetriebe a kurvenaußen i kurveninnen	φ_T	Triebbradteilungswinkel
η_{LH}	Wirkungsgrad der hydrostat. Lenkeinrichtung	λ	Lenkverhältnis,
η_{Ls}	Wirkungsgrad des stufenlosen Lenkorgans	λ'	Lenkverhältnis bei t_g
η_{LK}	Wirkungsgrad der hydrodyn. Lenkeinrichtung	μ	Reibbeiwert
η_{MG}	Wirkungsgrad Motor-Getriebe	μ_g	Reibwert Stahl/Stahl
η_p	Wirkungsgrad eines Planetengetriebes	μ_R	Kettengriffigkeit
η_S	Wirkungsgrad Stirnradgetriebe	ρ	innerer Bodenreibungswinkel
η_{SG}	Wirkungsgrad Wechselgetriebe	ρ_L	Dichte der Luft
η_{SU}	Wirkungsgrad Summierungsgetriebe a kurvenaußen i kurveninnen	τ_s	Scherfestigkeit des Bodens
η_{SV}	Wirkungsgrad Seitenvorgelege	ω	Winkelgeschwindigkeit (Indizes entsprechend wie bei n)
η_T	Triebwerkwirkungsgrad (Getriebe-)	ω_e	Eigenschwingzahl
η_v	Wirkungsgrad zwischen Getriebeeingang und Außenrad des Überlagerungs-Lenkgetriebes (ohne hydrodyn. Wandler)	ψ	Gierwinkel
η_{Wa}	Wirkungsgrad hydrodyn. Wandler	$\psi_{a,i}$	Gierwinkel der Ketten
η_z	Wirkungsgrad eines Zahneingriffs		
$\eta_{z'}$	Verzahnungswirkungsgrad im Planetengetriebe (Summierungsgetriebe)		
θ	Nickwinkel		

1 Einführung (Zur Theorie von der Beweglichkeit von Kettenfahrzeugen)

Die für militärische Kettenfahrzeuge zugängliche Literatur befasst sich in der Hauptsache mit ihrer Kampfkraft, wenig mit den fahrtechnischen Zusammenhängen. In diesem Buch soll auf die Beweglichkeit am Beispiel militärischer Gefechtsfahrzeuge, eingegangen werden, da bei diesen die höheren Anforderungen erfüllt werden müssen als bei den im zivilen Bereich verwendeten Kettenfahrzeugen. Hier werden Fahrzeuge mit Kettenantrieb vor allem in der Bauwirtschaft zur Erdbewegung, weniger häufig auch in der Landwirtschaft als Schlepper eingesetzt. Daneben sind Einsatzzwecke in Feuchtgebieten, Schneepisten und Expeditionen zu nennen. Diese zivilgenutzten Fahrzeuge sind überwiegend Langsamläufer, mit Höchstgeschwindigkeiten bis 20 bis 30 km/h.

Die Beweglichkeit bestimmt zusammen mit den Faktoren Feuerkraft, Schutz, Führbarkeit und Verfügbarkeit den Kampfwert eines Gefechtsfahrzeugs. Eine eindeutige Priorität gilt für keinen dieser Begriffe, zumal sie miteinander verknüpft sind. So verbessert z.B. ein hohes Beschleunigungsvermögen - ein Parameter der Beweglichkeit - den Schutz eines Fahrzeugs und ein gutes Laufwerk die Beweglichkeit und den Feuerchutz, da es in gewissem Umfang eine Vorstabilisierung für die Waffe bewirkt. Ein gutes Laufwerk unterstützt indirekt die Führbarkeit, indem es die Belastung der Besatzung senkt und eine hohe Dauergeschwindigkeit zulässt. Letztere und ein geringer Verbrauch verbessern die Verfügbarkeit.



Abb. 1.1: Grundsätzliche Anforderungen an ein Gefechtsfahrzeug

Die Beweglichkeit eines Kettenfahrzeugs wird durch die kraftfahrttechnische Leistungsfähigkeit und die eines militärischen zudem durch seine taktische Verwendbarkeit bestimmt. Die Beweglichkeit umfasst unter anderem (vergl. auch Tabelle 1.1 und Kapitel 5.1.2):

- Beschleunigung
 - Querschleunigung
 - Geschwindigkeit
 - Steigfähigkeit
 - Lenkbarkeit
- } Hierfür ist z.B. die spezifische Motorleistung (auch Leistungsgewicht genannt) als Anhaltswert maßgebend. Sie ist allerdings als kennzeichnende Größe problematisch, da die zum Teil erheblichen Triebwerksverluste und in manchen Fällen die Lüfterleistung - der Lüfter ist dann aus Platzgründen auf dem Getriebelock angebracht - von der Motorleistung abgezogen werden müssen, um die an sich relevantere Leistung am Triebad zu erhalten (vergl. Abb. 1.2).
- Spezifischer Bodendruck als Maß für die Geländegängigkeit
 - Bremseigenschaften
 - Wadfähigkeit
 - Unterwasserfahrfähigkeit
 - Grabenüberschreitfähigkeit
 - Kletterfähigkeit (Überwinden eines senkrechten Hindernisses)
 - Bodenfreiheit
 - Verbrauch auf der Straße und im Gelände.

Auch Notlaufeigenschaften sind den Anforderungen der Beweglichkeit zuzuordnen.

Diese Leistungsbegriffe werden durch die Charakteristik der eingesetzten Antriebsmaschine, Kennungswandler, Lenkgetriebe, Laufwerk und nicht zuletzt durch die geometrischen Abmessungen und Gewichtsverteilung des Fahrzeugs beeinflusst.

Zur Beschreibung der Beweglichkeit von Kettenfahrzeugen werden hier der Antriebsstrang einschließlich der Lenkgetriebe im Zusammenhang mit den Fahrwiderständen bei Geradeaus- und bei Kurvenfahrt und das Laufwerk behandelt.

	Panther	Leopard 1 A5	Leopard 2 A1	Leopard 2 A6	M60 A3	M1 A2	Leclerc	T 80 U (M)	T 90S
Gefechtsgew. in t	44,8	42,4	55,2	60,5	52,6	63,1	54,6	46	46,5
Höchstgeschw. in km/h	55	65	72	72	48,2	67	71	70	60
Kraftstoffvorrat in l	720	910	1100	1100	1420	1908	1255 + 400	1770+ 600	1200+ 400
Fahrbereich (Straße) in km	200	550	500	k.A.	480	465	550/720	335/440	480/650
Motor Art/Zyl.	Otto/12	Diesel/12	Diesel/12	Diesel/12	Diesel/12	GT	Diesel/8	GT	Diesel/12
Leistung in kW	515	610	1100	1100	450	1100	1100	918	618
spez. Leistung in kW/t	11,5	14,5	19,9	18,2	8,6	17,4	20,15	19,95	13,3
Getriebeart	mechan. synchr.	Planet.-Getr. last-schaltb.	Planet.-Getr. last-schaltb.	Planet.-Getr. last-schaltb.	Planet.-Getr. last-schaltb.	Planet.-Getr. last-schaltb.	Planet.-Getr. last-schaltb.	mechan. synchr.	mechan. synchr.
Lenkgetriebeart	1-Radien-Überlg.	2-Radien-Überlg.	stufenl. Überlg.	stufenl. Überlg.	1-Radien-Überlg.	stufenl. Überlg.	stufenl. Überlg.	Umlauf.	Umlauf.
Bodenfreiheit in mm	540	450	500	500	450	483	k.A.	451	k.A.
spez. Bodendruck in kPa	87	90	85	93	88	105,5	96	90,7	92,1
Steigfähigkeit in %	60	60	60	60	60	60	60	60	60
klettert in m	0,9	1,15	1,2	1,2	0,91	1,07	k.A.	1,0	0,85
Grabenüberschreitfähigkeit in m	1,9	3	3	k.A.	2,6	2,74	k.A.	2,7	2,8
Lenkverhältnis λ	1,5	1,57	1,775	1,775	1,45	1,63	1,614	1,53	1,53

Tabelle 1.1: Leistungsdaten ausgeführter Kampfpanzer

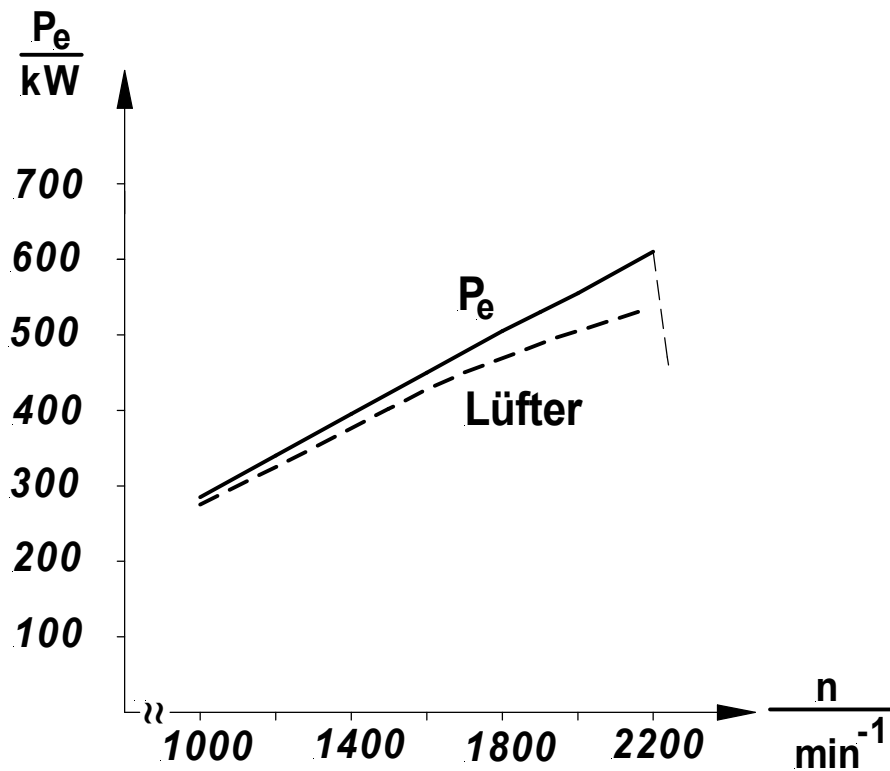


Abb. 1.2: Leistungskurve Vollast des Leopard 1 (vergl. [45] ZF Erprobung Leopard 1)

2 Fahrphysik in Längs- und Querrichtung

In diesem Abschnitt werden die Bewertungsgrundlagen für das Leistungsvermögen eines Kettenfahrzeugs aufgezeigt, d.h. unter anderem die Steigfähigkeit, das Beschleunigungsvermögen und die erreichbaren Geschwindigkeiten behandelt. Diese stellen auch die Grundlage für die Betrachtung der Kurvenfahrt dar.

2.1 Kettengriffigkeit und Bodendruck

Ein entscheidendes Kriterium für die Beweglichkeit eines Kettenfahrzeugs ist die Geländegängigkeit. Sie umfasst die Kriterien der Tragfähigkeit des Bodens (Bodentragfähigkeit) und einer möglichst hohen, erreichbaren Traktion.

D.h. der Boden weist eine gewisse Tragfähigkeit auf, die vom Fahrzeug nicht überschritten werden sollte. Das bedeutet, dass der Boden möglichst wenig deformiert und aufrissen werden darf, was zu dem den Fahrwiderstand des Fahrzeugs erhöhen würde (vergl. Kapitel 2.2.3). Das kann mit großen, langen Aufstandsflächen erreicht werden, was bei Radfahrzeugen von der Zwillingbereifung hin zur Einzelbereifung mit größeren Raddurchmessern (Niederdruckreifen) geführt hat. Mit steigenden Anforderungen an die Geländegängigkeit müssen die Fahrzeuge mit vielen angetriebenen Rädern (Achsen) bis hin zum Kettenantrieb ausgerüstet sein.

Allerdings ist dabei zu beachten, dass die Ketten auch die obere Bodennarbe durch die dynamischen Vorgänge beim Überrollen des Bodens zerstören. Zu deren Beschreibung soll ein Kettenglied betrachtet werden. Es läuft bei der Vorwärtsbewegung des Fahrzeugs vorne auf den Boden und verdichtet ihn durch die erste Laufrollenlast. Anschließend wird es entlastet und es kommt zu einer Winkelbewegung gegenüber den benachbarten Kettengliedern, wodurch der Boden wieder aufgelockert wird (Abb. 2.1). Durch die zweite Laufrolle erfolgt wieder eine Verdichtung des Bodens usw. D.h., der Boden wird dauernd aufgelockert und verdichtet, wobei die Verdichtung bis zur letzten Laufrolle überwiegt und zunimmt. Das Porenvolumen im Boden wird laufend verringert. Die Kette „atmet“ auf der Fahrbahn. Der Vorgang wird durch Ungleichförmigkeiten der Fahrgeschwindigkeit und Fahrzeugschwingungen unterstützt. Die Tiefenwirkung der Verdichtung ist dadurch größer als bei mehrachsigen Radfahrzeugen. Der Effekt des „Atmens“ lässt sich durch entsprechende Gestaltung des Gelenkspaltes verringern (vergl. Kapitel 5.3.1.1).

Damit auf plastischer Fahrbahn eine Traktion erzielt werden kann, muss der Boden eine gewisse Scherfestigkeit besitzen. Die kann er nur in verdichtetem Zustand haben, wozu allerdings ein gewisser Bodendruck des Fahrzeugs vorhanden sein muss. Weiterhin muss die Kette mit ihren Kettengliedern zu einer möglichst formschlüssigen Kraftübertragung verhelfen.

Man erkennt die gegensätzlichen Forderungen an die Kette, d.h., es ist ein Kompromiss bei der Kettengestaltung erforderlich.

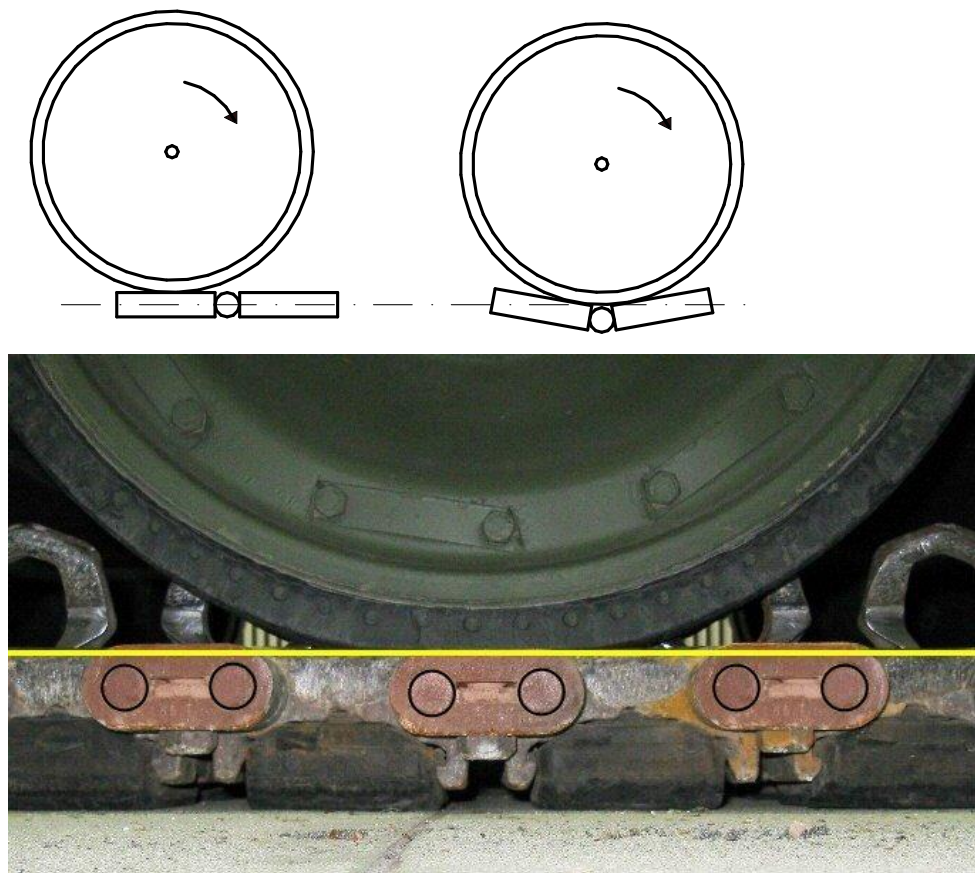


Abb. 2.1: „Atmen“ der Kette auf plastischer (oben) und auf fester Fahrbahn (unten)

2.1.1 Kraftübertragung auf den Boden (Fahrbahn)

2.1.1.1 Kettengriffigkeit μ_R

Die Ketten müssen also so ausgelegt werden, dass sie einerseits die Tragfähigkeit des Bodens und zum anderen dessen Möglichkeiten zur Abstützung der Horizontalkräfte für Antrieb und Bremsen ausnutzen. Sie müssen eine gewisse Aufstandsfläche und

Griffigkeit (Kettengriffigkeit μ_R , analog zum Kraftschlussbeiwert bei Radfahrzeugen) besitzen.

Die Kettengriffigkeit setzt sich aus einer Reibungs- (F_{Reib}) und einer Scherkomponente (F_{Scher}) zusammen, so dass sich für die Zugkraft, die das Fahrzeug auf die Fahrbahn bringen kann, schreiben lässt:

$$F_Z = \mu_R \cdot F_G \cdot \cos \alpha = F_{Reib} + F_{Scher} \quad 2/1$$

Die Reibungskomponente umfasst die Reibung μ_{KB} zwischen Kette und Boden (Abb. 2.2), die Scherkomponente die Scherfestigkeit τ_s des Bodens. Beide Komponenten sind schlupfabhängig.

Hieraus erkennt man, dass die Griffigkeit der Kette abhängig ist von der/vom:

- Kettenwerkstoff
- Bodenart, Bodenfeuchtigkeit
- Verhältnis Kettenauflagelänge/Kettenbreite
- Fahrgeschwindigkeit, entsprechend höhere erforderliche Zugkraft und Schlupf (Abb. 2.3)
- Kettenbauart (z.B. Plattenkette, gelochte Kette)
- Kettenschuhform (z.B. wegen des Selbstreinigungseffektes)
- Kettenteilung.

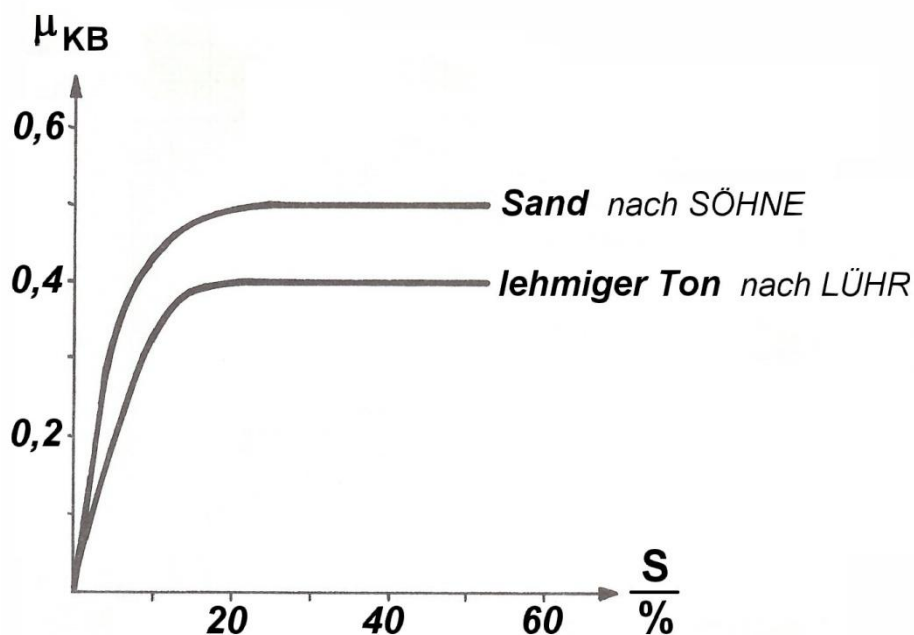


Abb. 2.2: Kettengriffigkeit: Einfluss des Schlupfes auf den Anteil Reibbeiwert Kette - Boden μ_{KB} (Stahlkette) (vergl. [30])

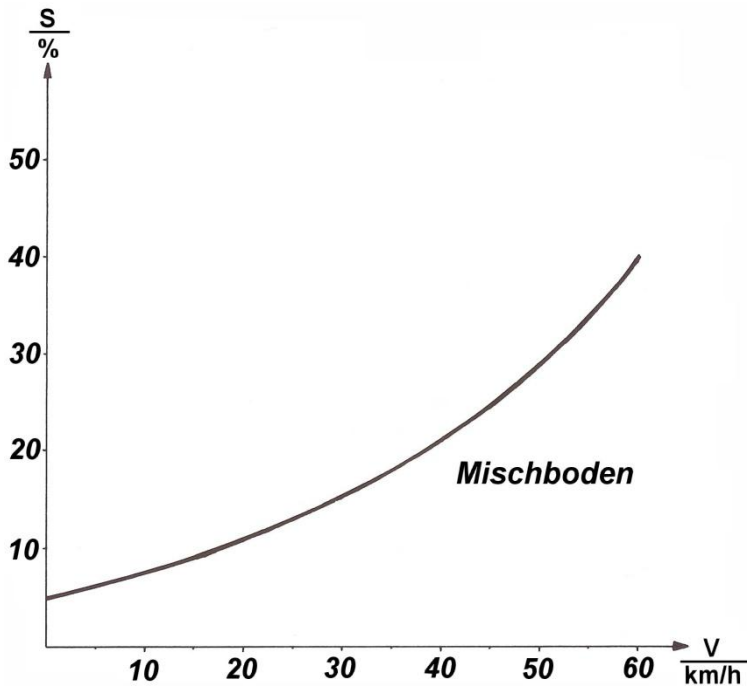


Abb. 2.3: Beispiel für den Einfluss der Fahrgeschwindigkeit auf den Schlupf (vergl. [30])

Die Bodenart wird durch ihren inneren Reibungswinkel ρ und ihre Kohäsion bestimmt, die ihrerseits vom Feuchtigkeitsgehalt des Bodens beeinflusst werden. Für den inneren Reibungswinkel gilt der Zusammenhang mit dem Reibwert im Boden

$$\mu = \tan \rho.$$

Der innere Reibungswinkel des Bodens ist auch als Schüttungs- oder Böschungswinkel bekannt (der Winkel unter dem die Sandkörner unter Einfluss der Schwerkraft an einander vorbei „rutschen“).

Die Kohäsion nimmt Werte zwischen $c = 0$ für trockenen Sand und $c \approx 1,4 \text{ N/cm}^2$ (mit $\rho = 0^\circ$) für feuchte lehmige, tonige (sogenannte bindige) Böden an.

Bodenart	innerer Reibungswinkel ρ
trockener Sand	35°
sandiger Ton	30° bis 32°
lehmiger Ton	25°
feuchter Ton, feuchter Lehm, weiche Wege	20 bis 23°
harte, krustige Oberfläche	40°

Tabelle 2.1: innerer Bodenreibungswinkel ρ

Die Kettenteilung spielt insofern eine Rolle, als der Boden sich unter Einfluss des Fahrzeuggewichtes F_G und über die durch die Kettenglieder eingeleiteten Horizontalkräfte verschiebt. Dies geschieht entlang von Gleitlinien nach dem Modell von Rankine, so dass sogenannte Rankine'sche Zonen unter der Kettensohle entstehen (Abb. 2.4 aus [30]).

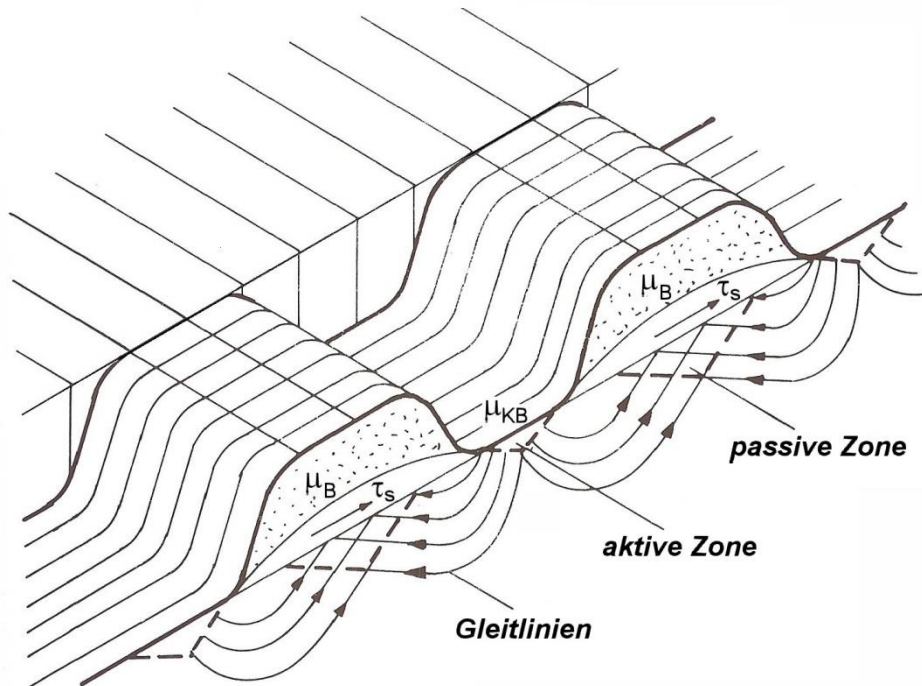


Abb. 2.4: Kettengriffigkeit: Schnittbild einer Kettensohle nach Rankine
(innerer Reibbeiwert μ_B des Bodens, Scherfestigkeit τ_s des Bodens) (vergl. [30])

Die Kettenteilung, entsprechend die Kettengliedlänge, muss nun so ausgelegt werden, dass sich die Gleitlinien in den passiven Rankine'schen Zonen, die verantwortlich für die Scherfestigkeit des Bodens sind, überlagern. Es kommt dann hier zu einer für die Scherfestigkeit optimalen Verdichtung des Bodens.

Zu überlagern ist dieser Betrachtung der Einfluss des Schlupfes, also die horizontale Verschiebbarkeit des Bodens unter der Kettensohle bis zu seiner Verdichtung.

Wie oben beschrieben ist die Scherfestigkeit abhängig von der Bodenart, was mit Hilfe des inneren Reibungswinkels ρ und der Kohäsion c des Bodens beschrieben wird. Beide Komponenten werden ihrerseits durch den Feuchtigkeitsgehalt des Bodens beeinflusst (vergl. oben).

An dieser Stelle sei kurz auf die Problematik der Terramechanik hingewiesen.

Die Verhältnisse im Boden in der Kettensohle, die man zur Auslegung einer Gleiskette kennen muss, lassen sich nur mit Hilfe von Vereinfachungen übersichtlich gestalten wie z.B.

- homogener Boden
- die Polsterkette darf im Bereich der passiven Rankine'schen Zonen den Boden nicht belasten
- die Verhältnisse in den Seitenzonen der Kettensohle bleiben nahezu unberücksichtigt.

Die Voraussetzung „homogener Boden“ ist für Baufahrzeuge vielleicht annähernd erfüllbar, aber bei der Auslegung von Gleisketten militärischer Fahrzeuge auf gar keinen Fall. Hier kann man nur anhand einer Bodenklassifizierung für das mögliche Einsatzgebiet die Kettengestaltung als Kompromiss ermitteln.

Auf fester Fahrbahn erfolgt die Kraftübertragung auf den Boden nur durch die Reibungskomponente F_{Reib} (Reibung Kette – Boden).

Beispiele für Werte von Kettengriffigkeiten sind in Tabelle 2.2 aufgeführt.

Boden	μ_R	Kettenfahrzeug
Sandweg	0,6 bis 0,7	Schlepper (Stahlkette)
trockener Grasboden	1,0 bis 1,1	Schlepper (Stahlkette)
frischgepflügtes Feld	0,6 bis 0,8	Schlepper (Stahlkette)
Sandweg	0,58	Pz.Kpfw. Panther (Stahlkette)
Beton	0,72	KPz Chieftain (Stahlkette)
Beton	0,8	KPz Leopard 1 39 t, Polsterkette
Beton	0,6	KPz Leopard 1 39 t, Polsterkette und Gleitschutz
Gras	0,7	KPz Leopard 1 39 t, Polsterkette
Gras	0,73	KPz Leopard 1 39 t, Polsterkette und Gleitschutz
feuchter Lehm (15% Feuchtigkeit)	0,41	SPz HS 30
Beton	0,7	SPz HS 30
Beton	0,61	KPz M 47

Tabelle 2.2: Erreichte Kettengriffigkeit μ_R (aus Fahrzeugerprobungen)

Wenn keine Messwerte vorliegen, kann man als Anhaltswert allgemein für die Kettengriffigkeit μ_R Werte zwischen 0,6 bis 0,7 annehmen.

Quer zur Fahrtrichtung ergeben sich Werte zwischen ca. 0,5 für nassen Lehm und 1,4.

Der Einfluss der Fahrgeschwindigkeit auf die Kettengriffigkeit kann bei Geländefahrt wegen des geringeren Niveaus vernachlässigt werden. Auf Asphalt- und Betonfahrbahnen kann sich bei Gummipolsterketten im Bereich der Höchstgeschwindigkeit die Kettengriffigkeit um ca. 10 bis 20 %, abhängig von der Gummihärte (Gummimischung, Temperatur), verringern (ähnlich wie bei den Reifen der Radfahrzeuge). Bei Stahlketten ist die Auswirkung der Geschwindigkeit weitaus geringer.

2.1.1.2 Kettengestaltung

Die Gestaltung der Kettenglieder beeinflusst, wie oben gezeigt, die Druckverteilung im Boden in der Kettensohle auf plastischer Fahrbahn und damit die Kettengriffigkeit. Man kann grundsätzlich drei Bauarten unterscheiden:

- Polsterkette, Plattenkette:

Die für die Scherfestigkeit erforderliche Verfestigung des Bodens wird fast ausschließlich durch die vertikale Belastung erreicht, bei der Polsterkette (Abb. 2.5) auch ein geringerer Anteil durch die an den Vorderkanten der Polster in den Boden eingeleiteten Horizontalkräfte (vergl. Greiferkette).



Abb. 2.5:
Polsterkette

- Greiferkette:

Auf den Kettengliedern sind Greiferleisten angebracht (Abb. 2.6). Die für die Scherfestigkeit erforderliche Verfestigung des Bodens wird vor allem durch die Greifer in den Boden eingeleiteten Horizontalkräfte (Vortriebskräfte) erreicht. D.h., es entsteht unmittelbar Schlupf, wodurch das Erdreich erst horizontal zusammengeschoben wird, bevor die Traktionskräfte übertragen werden können.



Abb. 2.6:
Greiferkette

- "Perforierte" Kette:

Durch die Lochungen in den Kettengliedern kann das Wasser und nasses Erdreich durch den durch das Fahrzeuggewicht verursachten Druck nicht nur seitlich sondern auch nach oben verdrängt, abgeleitet werden. Das bedeutet, dass unter der Kettensohle der Wasseranteil im Erdreich geringer wird und die Scherfestigkeit zunimmt. Der Strömungsmechanismus in den Lochungen funktioniert nur bei langsamerer Fahrt, sonst „verschließen“ die Lochungen hydraulisch (Strömungswiderstände nehmen zu).

2.1.2 Bodendruck und Bodentragfähigkeit

2.1.2.1 Bodendruck

Als eine fahrzeugspezifische Größe zur Beurteilung der Geländegängigkeit wird der *spezifische Bodendruck* mit

$$p_o = \frac{F_G}{2 \cdot b_K \cdot l_a} \quad 2/2$$

definiert. Dabei wird die Verteilung des Bodendrucks als konstant über der Kettenauf-lagelänge l_a betrachtet. Es ist eine fiktive Größe, da sich die Lastverteilung vor allem auf fester Fahrbahn in der Realität als Punktlasten unter den Laufrollen darstellt (vergl. unten).

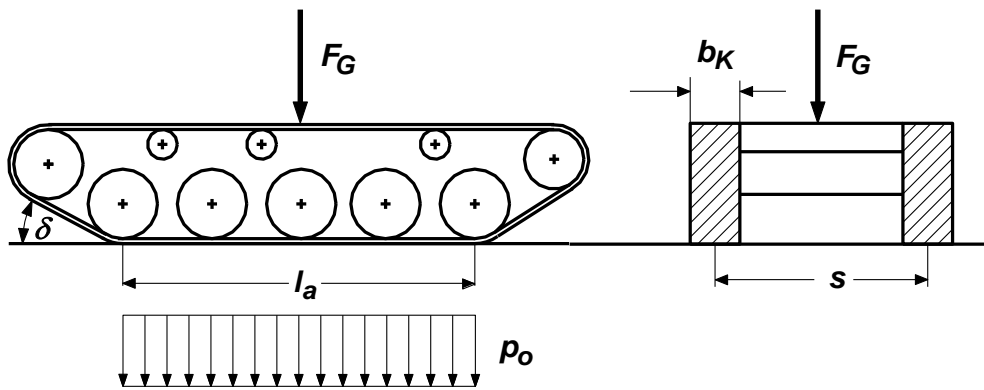


Abb. 2.7: Spezifischer Bodendruck

Auf plastischer Fahrbahn entsteht die Einsinktiefe t_g , wodurch sich die Kettenauflage-
länge vergrößert ($l'_a > l_a$) und zwar beim fahrenden Fahrzeug am vorderen abfallenden
Kettentrum um dessen vertikale Projektion Δl (Abb. 2.8). Der *effektive Bodendruck* ist
folgendermaßen definiert:

$$p'_o = \frac{F_G}{2 \cdot b_K \cdot l'_a} \quad 2/3$$

mit der Einsinktiefe

$$t_g = \tan \delta \cdot (l'_a - l_a) \quad 2/4$$

und der Kettenauflagelänge

$$l'_a = l_a + \Delta l. \quad 2/5$$

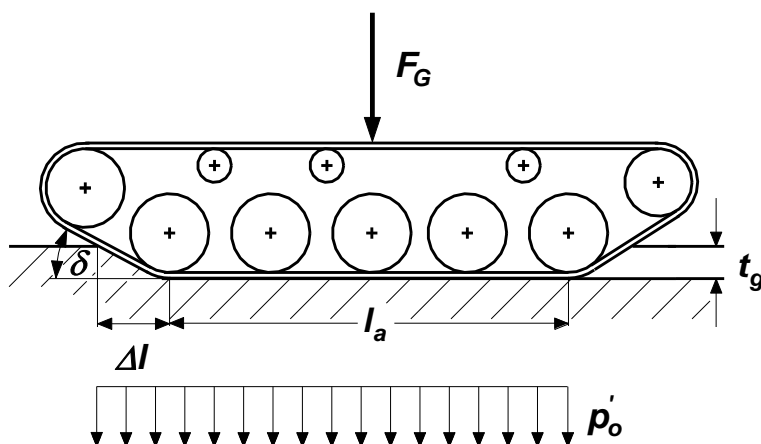


Abb. 2.8: Effektiver Bodendruck: Kettenauflagelänge und Einsinktiefe

Beim stehenden Fahrzeug vergrößert sich die Kettenauflage entsprechend auch am hinteren aufsteigenden Kettentrum. Es ergibt sich hierbei das folgende Bild (Abb. 2.9) mit $l'_a = l_a + 2 \cdot \Delta l$ und vereinfachend vorne und hinten gleichem Ketteneinlaufwinkel δ (diese liegen etwa im Bereich von 10 bis 40°)

$$t_g = \frac{1}{2} \cdot \tan \delta \cdot (l'_a - l_a).$$

2/4a

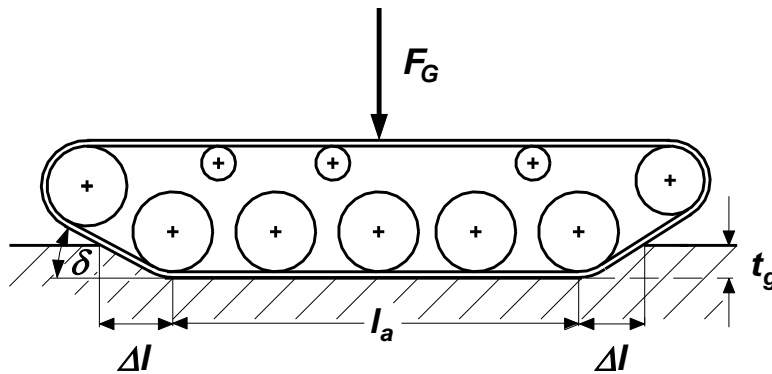


Abb. 2.9: Effektiver Bodendruck: Kettenauflagelänge und Einsinktiefe bei stehendem Fahrzeug

Aus den Gleichungen 2/4 bzw. 2/4a ist ersichtlich, dass mit einem kleineren Ketteneinlaufwinkel δ eine geringere Einsinktiefe t_g erreicht werden kann. Das bedeutet aber, dass die Kletterfähigkeit des Fahrzeugs abnimmt (vergl. Kapitel 1 und 5.1.2.1.4).

Die Bodendruckverteilung unter den Laufflächen der Ketten kann die Lenkbarkeit des Fahrzeugs unterstützen (Abb. 2.10). Allerdings führt das zu einer zu großen Zunahme der Nickbewegungen des Fahrzeugs. Dieser Betrachtung ist zudem noch der dynamische Einfluss von Federung und Dämpfung auf die Laufrollenlasten zu überlagern.

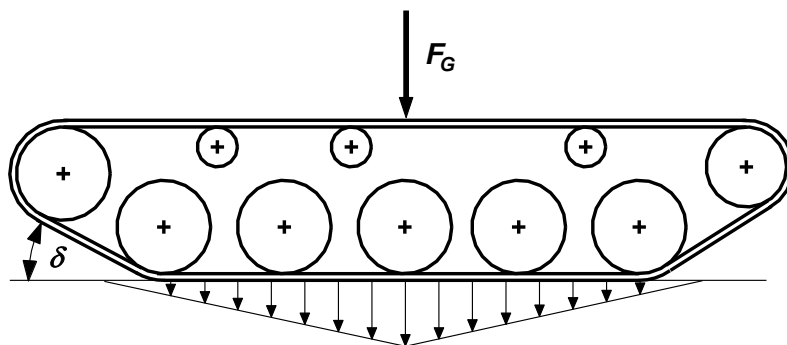


Abb. 2.10: Unterstützung der Lenkbarkeit durch die Bodendruckverteilung (idealisierte Darstellung)

Die gleichmäßige Bodendruckverteilung unter den Kettenauflageflächen ist beim realen Fahrzeug so nicht vorhanden. Da sich das Fahrzeuggewicht über die Laufrollen auf dem Boden abstützt, kommt es je nach Bodenart zu mehr oder weniger großen Punktlasten unter den Laufrollen. Auf plastischer Fahrbahn sind diese geringer als auf fester, da die Kettenelemente zwischen den Laufrollen hier das Gewicht mit abstützen (Abb. 2.11).

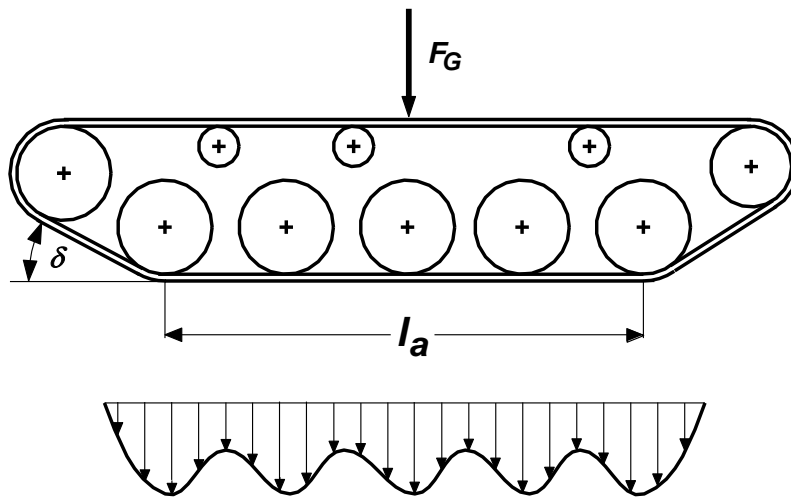


Abb. 2.11: Bodendruckverteilung auf plastischer Fahrbahn (idealisierte Darstellung)

Die bisherige Betrachtung setzt zudem statische Verhältnisse voraus, was, wie in Kapitel 2.1 beschrieben ist („Atmen“ der Kette), beim bewegten Fahrzeug nicht zutrifft. Hinzu kommen konstruktive Gegebenheiten. Da ist der Einfluss der Zugkraft in der Kette, die die vorderen und hinteren Laufrollen gegen die Kraft der Federung quasi anhebt. Eine größere Anzahl der Laufrollen führt zu einer gleichmäßigeren Bodendruckverteilung und damit zu einer besseren Geländegängigkeit (vergl. unten). Gleiches erreicht man mit einer größeren Länge der Kettenglieder l_g (Kettenteilung), was aber andere Probleme mit sich bringt (vergl. Kapitel 5.3.1). Die Antriebskraft erhöht die Verdichtung unter den Ketten zu den letzten Laufrollen hin (Abb. 2.12). Die Fahrgeschwindigkeit spielt hier zusätzlich eine Rolle. Das Fahrzeug läuft dabei auf plastischer Fahrbahn unter einem sogenannten Trimmwinkel. Das Erdreich kann - abhängig von der Fahrgeschwindigkeit - von den Ketten nicht so schnell zur Seite verdrängt und unter den Kettensohlen verdichtet werden. Das Fahrzeug „schwimmt“ - ähnlich wie beim Aquaplaning-Effekt - quasi auf das Erdreich auf. Außerdem bildet sich vor dem Kettenbug abhängig von der Bodenart und -beschaffenheit eine „Bugwelle“ (in Abb. 2.11 bis 2.13 nicht dargestellt).

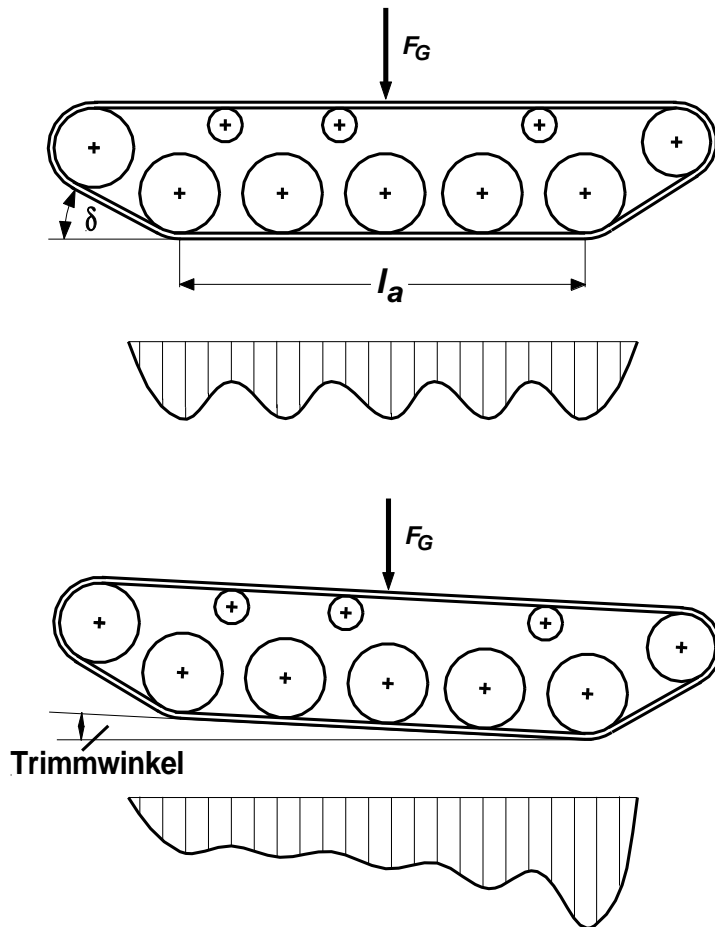


Abb. 2.12: Bodendruckverteilung bei stehendem (oben) und bei bewegtem Fahrzeug (unten) auf plastischer Fahrbahn (idealisierte Darstellung)

Die tatsächlichen Verhältnisse des Bodendrucks und den Einfluss der Punktlasten unter den Laufrollen auf ihn hat man mit verschiedenen empirischen und halbempirischen Verfahren mathematisch zu erfassen versucht. Bisher hat sich der von D. Rowland empirisch entwickelte *mittlere maximale (Boden-)Druck* MMD (MMP = Mean Maximum Pressure) noch als die für die Beurteilung der Geländegängigkeit eines Kettenfahrzeugs am besten geeignete Kenngröße herausgestellt. Der spezifische Bodendruck, der die Fahrzeugelemente nicht berücksichtigt, ist hier nur für den Vergleich von Fahrzeugen gleicher Kategorie mit in etwa gleicher Laufwerksanordnung geeignet. Die Definition für den mittleren maximalen Bodendruck ist:

$$MMD = \frac{0,63 \cdot F_G}{b_K \cdot q \cdot n_{LR} \cdot \sqrt{l_g \cdot d_{LR}}} \quad 2/6$$

mit dem Faktor $q = \frac{A_{gtat}}{l_g \cdot b_K}$.

Dabei ist A_{gtat} die den Bodendruck tatsächlich beeinflussende Fläche eines Kettenglie-

des gegenüber der auch im spezifischen Bodendruck p_o genutzten theoretischen Fläche aus Kettenbreite b_K und Kettengliedlänge l_g (jeweils in m). Die Größe n_{LR} gibt die Anzahl der Laufrollen für eine Fahrzeugseite und d_{LR} (in m) den Laufrollendurchmesser an. Das Fahrzeug F_G wird in kN angegeben.

Die Gleichung 2/6 lässt sich auch für Laufwerke mit verschiedenen großen Laufrollen anwenden, indem die Produkte $n_{LR} \cdot \sqrt{d_{LR}}$ für die verschiedenen Laufrollen aufsummiert werden.

Abb. 2.13 zeigt, dass mit zunehmender Anzahl der Laufrollen die Bodendruckverteilung gleichmäßiger wird und die Punktlasten unter den Laufrollen geringere Werte annehmen. Das obere Fahrzeug fährt mit größeren Einsinktiefen t_g als das untere.

Der mittlere maximale Bodendruck MMD (Gleichung 2/6) ist bisher allerdings nur für feuchte lehmige, tonige (bindige) Böden ermittelt worden. Er ist aber für die Beurteilung der Geländegängigkeit im allgemeinen demnach besser geeignet als der spezifische Bodendruck p_o . Das zeigt auch der Vergleich der Werte von realen Fahrzeugen, wie z.B. dem T 34/85 (Räderlaufwerk) und Pz.Kpfw. Panther Ausf. G (Schachtellaufwerk) (Tabelle 2.3).

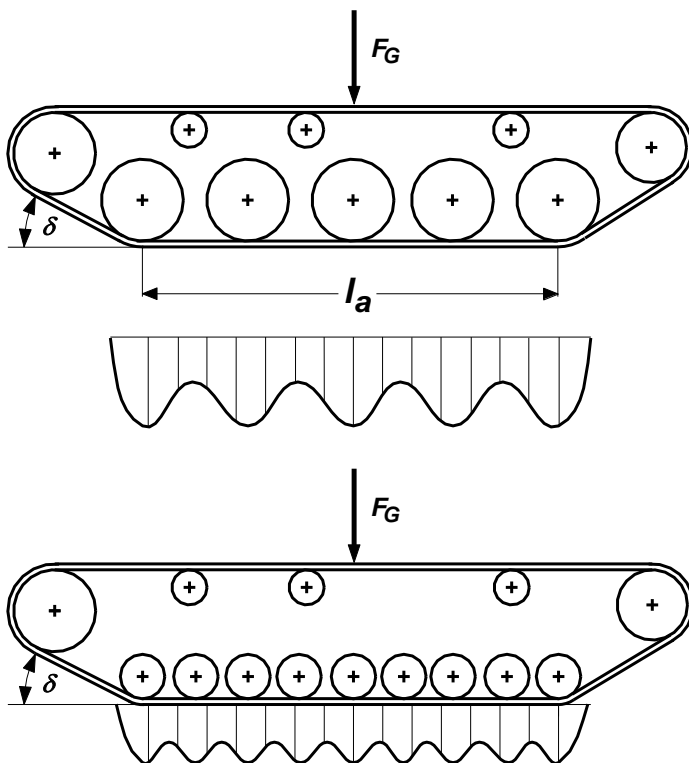


Abb. 2.13: Vergleich der Bodendruckverteilung zweier gleichschwerer Fahrzeuge mit gleichem spezifischen Bodendruck abhängig von der Anzahl der Laufrollen

Fahrzeug	p_o in kPa	MMD in kPa
KPz T 34/85 (UdSSR)	81	197
Pz.Kpfw. Panther Ausf. G	84,9	161

Tabelle 2.3: Vergleich von spezifischem Bodendruck und mittlerem Maximaldruck

Anhaltswerte für Gefechtsfahrzeuge mit Kettenantrieb sind

- ≤ 80 bis 100 kPa für den spezifischen Bodendruck p_o ,
- ≤ 200 kPa für feuchten bindigen Boden für den maximalen mittleren Bodendruck MMD,
- ≤ 140 kPa für schweres Gelände für den maximalen mittleren Bodendruck MMD.

Für sandige Böden gibt es, wie oben erwähnt, keine berechenbaren Werte für den mittleren maximalen Bodendruck MMD. Hier ist allerdings bei trockenem Sand für die Traktion ein hoher Bodendruck von Vorteil, um eine ausreichende Verdichtung des Bodens zu erreichen.

In schwerem Gelände mit sehr weichen Böden sind wegen der ausgleichenden Wirkung der Ketten der mittlere maximale Bodendruck MMD und der effektive Bodendruck p'_o ungefähr gleich.

Auf fester Fahrbahn ist mit den auf die tatsächliche Kettengliedfläche A_{glat} bezogenen Punktlasten durch die Laufrollen zu rechnen.

Einen geringen Bodendruck erzielt man mit breiten Ketten und großen Kettenaufgelängen. Aber hier ist zu beachten, dass die Kettenbreite b_K letztendlich durch das Transitmaß (für den Eisenbahntransport) und die Kettenaufgelänge l_a durch die Lenkbarkeit (vergl. Kapitel 2.3.6) eingeschränkt sind.

In den folgenden Kapiteln werden bei Bedarf die vereinfachenden Größen des spezifischen bzw. effektiven Bodendrucks verwendet.

2.1.2.2 Bodentragfähigkeit

Das Fahrzeug sinkt solange ein, bis der Boden das Fahrzeug auf Grund der sich vergrößernden Auflagelängen/-flächen trägt.

Es gilt für die Bodentragfähigkeit p_g :

Von der Motorleistung P_e steht nach Abzug der Triebwerksverluste (berücksichtigt durch den Triebwerkwirkungsgrad η_T) am Kettentriebrad die Triebradleistung P_T zur Verfügung, die in Form von Zugkraft am Triebrad F_{ZT} und Umfangsgeschwindigkeit v_T auftritt. Die Fahrgeschwindigkeit v_m unterscheidet sich von der Umfangsgeschwindigkeit durch den Schlupf, der im Laufwerk durch Längendehnung der Kette unter Einfluss der Triebradkraft und Laufwerksbewegungen sowie zwischen Kette und Boden entsteht.

Damit müssen zunächst einmal die Verluste im Laufwerk (Laufwerkswiderstände F_{wi}) überwunden werden, so dass für die äußeren Fahrwiderstände F_{wa} noch die Vortriebskraft F_Z , d.h. die übertragbare Zugkraft, zur Verfügung steht.

Es gilt:

$$\text{Triebradleistung} \quad P_T = P_e \cdot \eta_T = F_{ZT} \cdot v_T \quad 2/8$$

$$\text{Triebraddrehmoment} \quad M_T = M_d \cdot \eta_T \cdot i_{ges} = F_{ZT} \cdot r_T \quad 2/9$$

$$\text{Zugkraft am Triebrad} \quad F_{ZT} = F_{wa} + F_{wi} \quad 2/10$$

$$\text{Vortriebskraft} \quad F_Z = F_{wa} = \mu_R \cdot F_G \cdot \cos \alpha \quad 2/11$$

Die Gesamtübersetzung i_{ges} setzt sich aus Teilübersetzungen des Antriebsstranges zusammen (vergl. Kapitel 4.1.2).

Die Vortriebskraft F_Z kann nur dann auf die Fahrbahn übertragen werden, wenn eine genügend große Kettengriffigkeit μ_R (vergl. Kapitel 2.1.1.1) vorhanden ist.

Die Fahrwiderstände setzen sich hier aus den beiden Komponenten Laufwerkswiderstände F_{wi} (innere Fahrwiderstände) und den von außen auf das Fahrzeug wirkenden äußeren Fahrwiderständen F_{wa} zusammen.

Diese Fahrwiderstände sind - wie gezeigt - von der Triebradkraft F_T und damit letztendlich vom Motordrehmoment M_d zu überwinden.

2.2.2 Laufwerkswiderstände F_{wi}

Die Laufwerkswiderstände entstehen im Laufwerk und in den Ketten durch Reibung und/oder Verformungen. Sie sind last- und kettenspannungsabhängig und beanspruchen, wie aus Gleichung 2/10 hervorgeht, einen Teil der Zugkraft am Triebrad.

Die für die Laufwerkswiderstände im Folgenden angegebenen Zusammenhänge gelten nur für näherungsweise Betrachtungen und können nur Tendenzen aufzeigen, da sie teilweise aus statischen Randbedingungen entwickelt bzw. experimentell gewonnen worden sind.

Zum weiteren Verständnis soll zunächst ein Überblick über den Aufbau der Kettenlaufwerke gegeben werden (vergl. auch Kapitel 5.2).

2.2.2.1 Aufbau der Kettenlaufwerke

Die Kette umspannt das Laufwerk, wobei man grundsätzlich zwei Laufwerksarten unterscheiden kann:

- Räderlaufwerk (Abb. 2.15, auch Christiaufwerk) mit Laufrädern, z.B. MTW M 113, KPz T 62,
- Stützrollenlaufwerk (Abb. 2.16) mit Laufrollen, z.B. KPz Leopard 2.



Abb. 2.15: Räderlaufwerk



Abb. 2.16: Stützrollenlaufwerk

Die Kette kann als Scharnier- (Abb. 2.17) oder als Verbinderkette (Abb. 2.18) ausgeführt sein (vergl. Kapitel 5.2.2.5). Die Verbinderkette ist in der Regel torsionsvorgespannt.

Die Scharnierkette gibt es sowohl in der herkömmlichen Scharnierausführung als auch in der torsionsvorgespannten Ausführung (z.B. bei den russischen Kampfpanzern). Bei dem torsionsvorgespannten Kettentyp sind die Kettenbolzen in Gummibuchsen gelagert, die dann durch entsprechende Montage der Kette torsionsvorgespannt werden (vergl. Kapitel 5.2.2.5).

Das Laufwerk besteht im Wesentlichen aus folgenden Bauteilen:

- Triebtrieb, je nach Antriebsart vorn oder hinten liegend und Umlenkrollen (auch Leiträder genannt) dementsprechend auf der anderen Seite des Laufwerks;
- Laufrollen bzw. Laufräder, die das Fahrzeuggewicht tragen und die Kette führen müssen, d.h. die Seitenkräfte übertragen;
- Stützrollen, die das obere nach vorn laufende Kettentrum abstützen und führen; auf Stützrollen wird beim Räderlaufwerk in der Regel verzichtet.

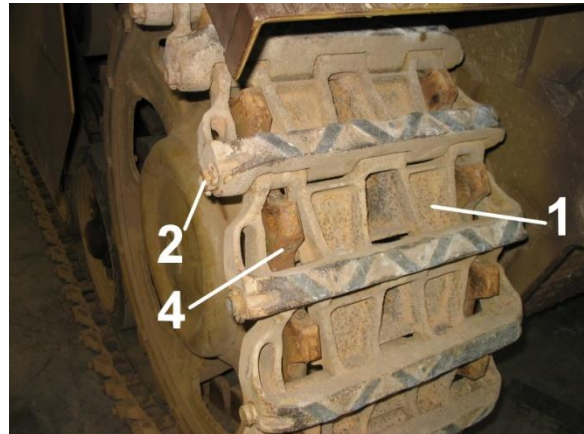
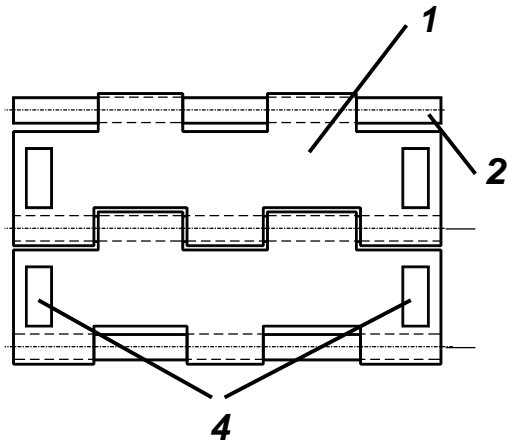


Abb. 2.17: Scharnierkette (1: Kettenglied, 2: Kettenbolzen, 4: Fenster für Triebbradeingriff)

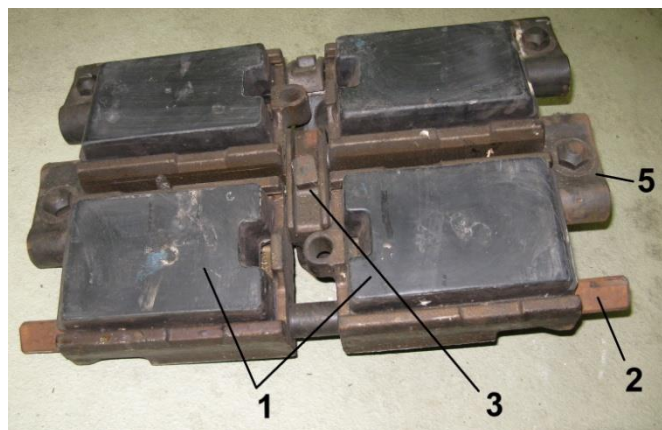
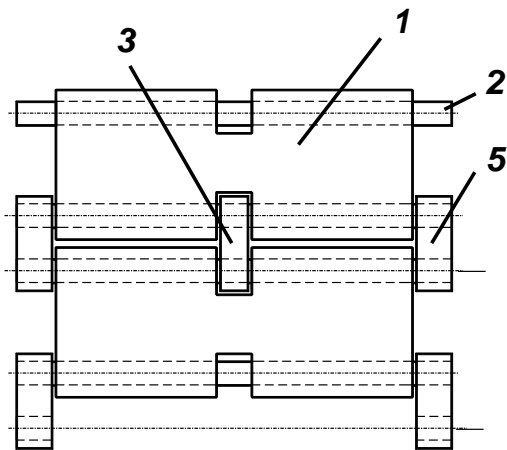


Abb. 2.18: Verbinderkette (1: Kettenglied, 2: Kettenbolzen, 3: Mittenverbinder, 5: (End-)Verbinder)

Die Laufwerkswiderstände entstehen durch Reibung am Triebtrieb, wenn es mit den entsprechenden Teilen der Kette in Berührung kommt. Des Weiteren werden Widerstände durch die Spurreibung zwischen Lauf-, Stütz-, Umlenkrollen und den Füh-

ringsteilen der Kette (z.B. Mittenführungszähne) und das Abwinkeln der Kettenglieder in den Kettengelenken beim Überrollen von Bodenhindernissen, an den Umlenkungen des Laufwerks und bei den schwingenden Kettenteilen hervorgerufen. Zu den Laufwerkswiderständen sind auch der Rollwiderstand und Stoßwiderstand beim Überrollen der Kettenglieder bzw. Kettengelenke durch die Laufrollen und Stützrollen zu zählen.

Man kann also für den gesamten Laufwerkswiderstand schreiben:

$$F_{wi} = F_{RE} + F_{RS} + F_{KG} + F_{KS} + F_{roll} \quad 2/12$$

mit: F_{RE} Triebradreibung
 F_{RS} Spurreibungswiderstand
 F_{KG} Gelenkreibungswiderstand
 F_{KS} Stoßwiderstand
 F_{roll} Rollwiderstand der Laufrollen (innerer Rollwiderstand).

Die Laufwerkswiderstände werden hauptsächlich bestimmt durch das Fahrzeuggewicht, die Spannung innerhalb der Kette und die Fahrgeschwindigkeit.

2.2.2.2 Kettenvorspannung (-vorspannkraft)

Man muss in einen statischen und einen dynamischen Anteil der Kettenvorspannung unterscheiden, wobei die Ermittlung der Beziehungen getrennt nach nicht torsionsvorgespannter und torsionsvorgespannter Kette durchgeführt werden muss.

Die Kettenvorspannungen sind als Kräfte definiert.

2.2.2.2.1 Statische Kettenvorspannung T_{stat}

Die statische Kettenvorspannung ist notwendig, um einem Entgleisen der Gleisketten vorzubeugen. Durch die Vorspannung kann man auch Einfluss auf das Schwingungs-, damit auch auf das Geräusch- und Verschleißverhalten der Kette nehmen. Ermittelt wird sie im oberen Kettentrum anhand der durchhängenden Kettenglieder und der Biegesteifigkeit in den Kettengelenken, falls es sich um eine torsionsvorgespannte Kette handelt.

Die nicht *torsionsvorgespannte Kette*:

Nach [23] wird das obere Kettentrum zwischen zwei Stützrollen gedanklich durch die sogenannte Kettenlinie ersetzt. Dabei werden die statische Vorspannung und der Ket-

tendurchhang f durch die vertikalen Anteile der Eigengewichte der freihängenden Kettenglieder erzeugt (Abb. 2.19):

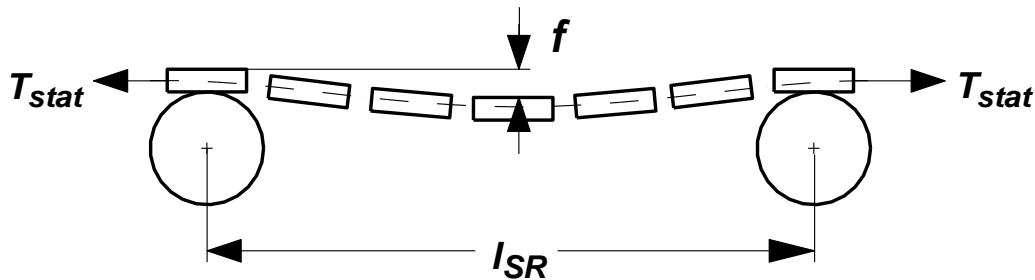


Abb. 2.19: Kräfte am oberen Kettentrum

$$T_{stat} = \frac{2 \cdot n_g^2 - 1 + (-1)^{n_g}}{16} \cdot \frac{l_g}{f} \cdot m_{Kg} \cdot g \quad 2/13$$

mit: n_g Anzahl der freihängenden Kettenglieder zwischen zwei Stützrollen, Stützrolle und Triebtrad/Umlenkrolle oder Triebtrad/Umlenkrolle und Laufrolle

f Kettendurchhang

l_g Kettengliedlänge (Kettenteilung)

m_{Kg} Kettengliedmasse.

Das Glied $(-1)^{n_g}$ berücksichtigt die wechselnde gerade bzw. ungerade Anzahl freihängender Kettenglieder.

Bei der Herleitung der Gleichung wurde die Gelenkreibung der Kette nicht berücksichtigt.

Mit gleichem Ansatz fand [26] den folgenden einfacheren Zusammenhang:

$$T_{stat} = \frac{m_{Kg} \cdot g \cdot l_{SR}^2}{8 \cdot f \cdot l_g} \quad 2/14$$

mit: l_{SR} Abstand zwischen zwei Stützrollen, Stützrolle und Triebtrad/Umlenkrolle bzw. Triebtrad/Umlenkrolle und Laufrolle.

Die Beziehung erbringt lediglich 1% Fehler gegenüber der in [23] ermittelten.

Die torsionsvorgespannte Kette:

Die Kettenvorspannung für die torsionsvorgespannte Kette kann mit folgendem Ansatz nach [26] ermittelt werden: (vergl. Abb. 2.20):

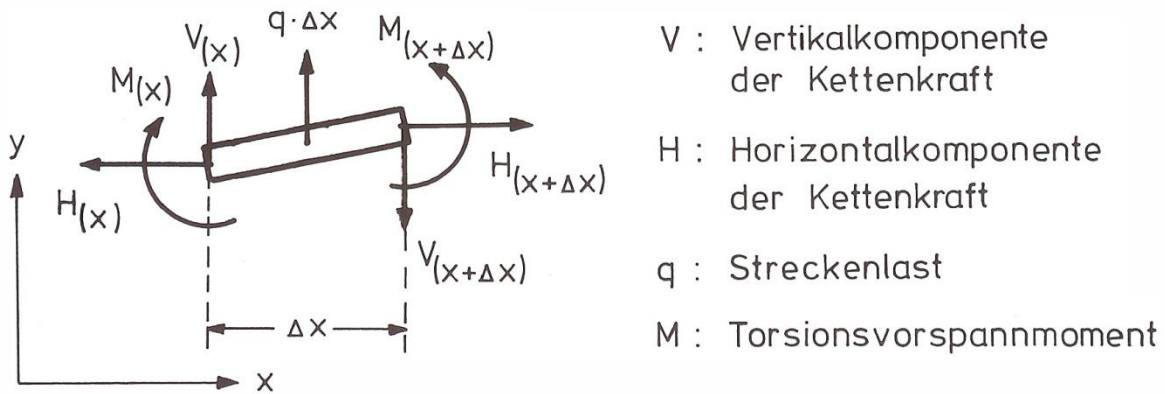


Abb. 2.20: Element einer torsionsvorgespannten Kette ([26])

Mit dem Ansatz in vertikaler Bewegungsrichtung

$$y'''' = -\frac{q \cdot x}{E \cdot I} + \frac{H \cdot y'}{E \cdot I}, \quad \text{wobei gilt: } V_{(x)} = -q \cdot x$$

und $y'' = \frac{M}{E \cdot I}$ sowie $E \cdot I$ Biegesteifigkeit der Kette

und unter Einsetzen der fahrzeugspezifischen Größen erhält man für den Kettendurchhang:

$$f = \frac{m_{Kg} \cdot g \cdot l_{SR}^2}{8 \cdot T_{stat} \cdot l_g} - \frac{m_{Kg} \cdot g \cdot l_{SR}}{2 \cdot l_g} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I}{T_{stat}^3}} \cdot \frac{\cosh\left(\frac{l_{SR}}{2} \cdot \sqrt{\frac{T_{stat}}{E \cdot I}}\right) - 1}{\sinh\left(\frac{l_{SR}}{2} \cdot \sqrt{\frac{T_{stat}}{E \cdot I}}\right)}$$

Der Faktor $\frac{\cosh\left(\frac{l_{SR}}{2} \cdot \sqrt{\frac{T_{stat}}{E \cdot I}}\right) - 1}{\sinh\left(\frac{l_{SR}}{2} \cdot \sqrt{\frac{T_{stat}}{E \cdot I}}\right)}$ kann vernachlässigt werden, solange gilt:

$$\frac{l_{SR}}{2} \cdot \sqrt{\frac{T_{stat}}{E \cdot I}} > 4,5.$$

Ansonsten wird der Fehler durch diese Vereinfachung größer als 3% gegenüber den im Versuch ermittelten Werten.

Man erhält mit guter Näherung an die praktisch üblichen Werte für den Kettendurchhang (vergl. Abb. 2.21)

$$f = \frac{m_{Kg} \cdot g \cdot l_{SR}}{2 \cdot l_g} \cdot \left(\frac{l_{SR}}{4 \cdot T_{stat}} - \sqrt{\frac{E \cdot I}{T_{stat}^3}} \right).$$

Eine explizite Auflösung der Gleichung 2/15 nach T_{stat} erfordert für die Praxis einen zu hohen mathematischen Aufwand. Es empfiehlt sich folgender Lösungsgang.

Man ermittelt das Diagramm Abb. 2.21 für eine gegebene Kette (Biegesteifigkeit bekannt), indem man den Kettendurchhang f für verschiedene vorgegebene Kettenspannungen T_{stat} errechnet. Daraus lassen sich dann die entsprechenden Kettenspannungen ablesen.

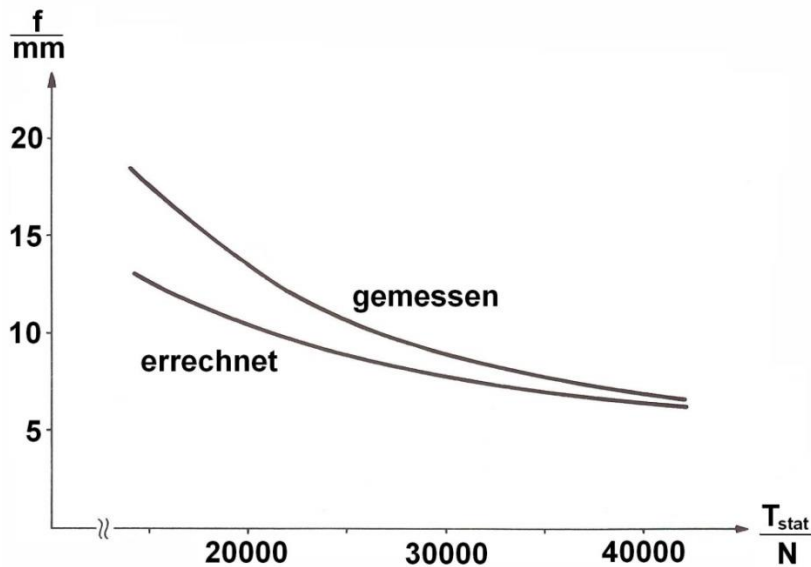


Abb. 2.21: Statische Kettenspannung für eine torsionsvorgespannte Kette (Beispiel KPz Leopard 1; [26])

Für die statische Kettenspannung von torsionsvorgespannten Ketten kann man etwa die Kraft des Gewichtes beider Ketten veranschlagen.

2.2.2.2 Dynamische Kettenspannung T_{dyn}

Bis hierher wurde nur die Kettenspannung bei stehendem Fahrzeug betrachtet. Wird die Kette bewegt, tritt eine dynamische Kettenspannung hinzu. Zunächst einmal wird diese Vorspannung durch die im Bereich der Kettenkrümmungen wirkenden Fliehkräfte hervorgerufen.

Nach [16] gilt:

$$T_{\text{dyn}} = \frac{m_{\text{Kg}} \cdot v_T^2}{l_g}$$

allerdings ohne Berücksichtigung des Reibungseinflusses im Laufwerk und nur für stationäre Fahrt mit theoretisch am Boden ruhig liegender Kette. Für die instationäre

Fahrt wird der dämpfende Einfluss der Reibung zwischen Ketten und Lauf-, Umlenksrollen und Triebad sowie in den Kettengelenken in der folgenden Beziehung mit dem Dämpfungsfaktor K_D berücksichtigt ([30], experimentell entwickelt):

$$T_{dyn} = K_D \cdot 3,0 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{m_{kg}}{l_g} \cdot V_T^2 \quad 2/16$$

mit: V_T Triebadgeschwindigkeit in km/h

l_g Kettengliedlänge in m

$K_D = 0,5$ für ein Laufwerk mit Stützrollen, Räderlaufwerk (vergl. Kapitel 2.2.2.1)

$K_D = 2$ für ein Laufwerk ohne Stützrollen mit (kleineren) Laufrollen (z.B. MTW M 113) bzw. mit torsionsvorgespannten Ketten.

Man erkennt hier, dass der Einsatz einer torsionsvorgespannten Kette höhere Kettenspannungen, resultierend aus einer höheren Schwingungsbelastung, zur Folge hat.

Neben den bereits berücksichtigten Einflüssen - Fliehkraft, Laufwerksart, Kettenart - sind für die dynamische Kettenvorspannung noch von Bedeutung:

- Fahrzustand (stationär, instationär)
- Fahrbahnart und -zustand
- Antriebsart (Heck- oder Front-)
- statische Kettenvorspannung
- Elastizität der Kette unter Einfluss der Triebadkraft und Fahrbahn
- Art des Kettenspanners
- Krafteinleitung über Triebad mit polygonförmiger Verzahnung
- Schwingungen im oberen Kettentrum und aufsteigendem Kettenteil vor bzw. abfallenden hinter dem Triebad (vergl. Kapitel 5.3.1),

um nur einige zu nennen.

2.2.2.2.3 Gesamtkettenvorspannung T_o

Mit den Beziehungen 2/13 bis 2/16 erhält man die Gesamtkettenvorspannung

$$T_o = T_{stat} + T_{dyn} \quad 2/17$$

Hierin ist die statische Kettenvorspannung T_{stat} für das gesamte Fahrzeug enthalten.

Bei Benutzung dieser Gleichung ist zu beachten, dass durch die Reibung in den Kettengelenken einer nicht vorgespannten Kette bzw. durch die Momente einer torsionsvorgespannten Kette, sowie durch Reibung zwischen Kette und Laufwerk und zwi-

schen Kette und Boden die dynamische Kettenvorspannung nicht gleichmäßig über dem Kettenzug verteilt ist. Außerdem ist hier auch die elastische Lagerung der verschiedenen Laufwerksteile von Einfluss.

Das bedeutet, dass es im Laufwerk örtlich einerseits zu einer Addition zum statischen Vorspannungsanteil, andererseits aber auch zur Verringerung führen kann. Das Ergebnis der Gleichung 2/17 kann also nur einen Anhaltswert darstellen, aber keine eindeutige Aussage machen. Diese Sachverhalte müssen gegebenenfalls experimentell geklärt werden.

2.2.2.3 Kettenzugkräfte

Wird eine Zugkraft über das Triebrad in die Kette eingeleitet, und das Fahrzeug bewegt sich, entstehen in der Kette Zugkräfte. Dabei kann man in eine innere und eine äußere Kettenzugkraft unterscheiden (vergl. [30]).

2.2.2.3.1 Innere Kettenzugkraft F_{ZKi}

Die innere Kettenzugkraft erfasst alle in der Kette wirkenden Zugkräfte:

$$F_{ZKi} = F_{ZT} + T_o. \quad 2/18$$

Mit Gleichung 2/10 ergibt sich:

$$F_{ZKi} = F_{wa} + F_{wi} + T_o. \quad 2/19$$

Man erkennt hier eine Art „Rückkopplung“ zwischen F_{ZKi} und den Laufwerkswiderständen F_{wi} , denn durch diese Zugkräfte werden die Laufwerkswiderstände ihrerseits beeinflusst.

Man schreibt genauer:

$$F_{ZKi} = F_{wa} + F_{wi(F_G)} + F_{wi(F_{ZKi})} + T_o \quad 2/20$$

mit: $F_{wi(F_G)}$ Anteil der Laufwerkswiderstände, die vom Fahrzeuggewicht abhängen,

$F_{wi(F_{ZKi})}$ Anteil der Laufwerkswiderstände, die von der inneren Kettenzugkraft abhängen.

Die innere Kettenzugkraft wird außer bei der Ermittlung der Laufwerkswiderstände (vergl. Kapitel 2.2.2.4) auch zur Berechnung der Zugfestigkeit der Kette herangezogen.

2.2.2.3.2 Äußere Kettzugkraft

Die äußere Kettzugkraft umfasst nur jene Kräfte, die die äußeren Fahrwiderstände F_{wa} überwinden müssen:

$$F_{ZKa} = F_{wa} \quad 2/21$$

mit Gleichung 2/11 ergibt sich:

$$F_{ZKa} = F_{wa} = F_Z = \mu_R \cdot F_G \cdot \cos \alpha \quad 2/22$$

2.2.2.3.3 Verteilung der inneren Kettzugkraft

Demnach muss von der Triebbradkraft, die nach Gleichung 2/10 definiert ist als:

$$F_{ZT} = F_{wa} + F_{wi}$$

die Kettenvorspannung - wie erwartet - nicht überwunden werden:

$$F_{ZT} = F_{ZKi} - T_o \quad 2/23$$

Die Kettenvorspannung vergrößert nur die Laufwerkswiderstände.

Die bisher angesprochenen in der Kette wirkenden Kräfte lassen sich wie in Abb. 2.22 und 2.23 vereinfachend darstellen (nach [11]).

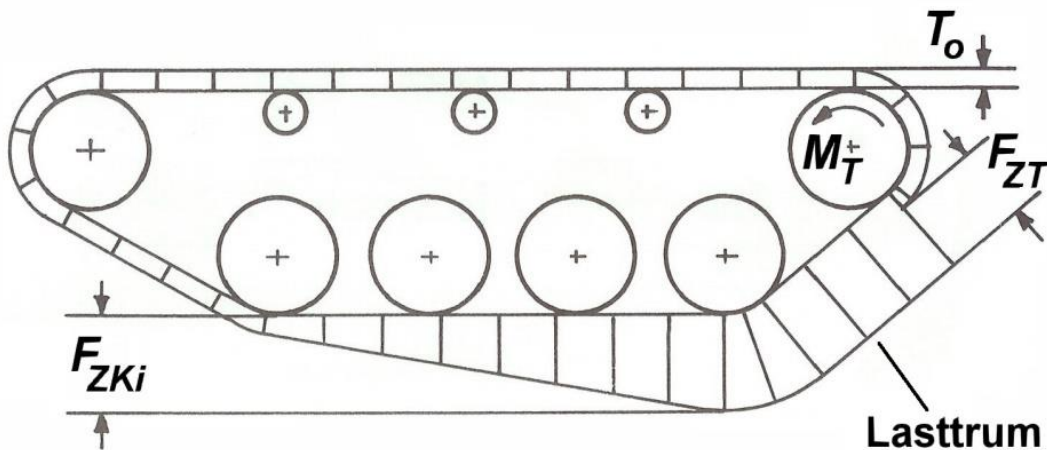


Abb. 2.22: Kettkraftverteilung Heckantrieb (vergl. [11])

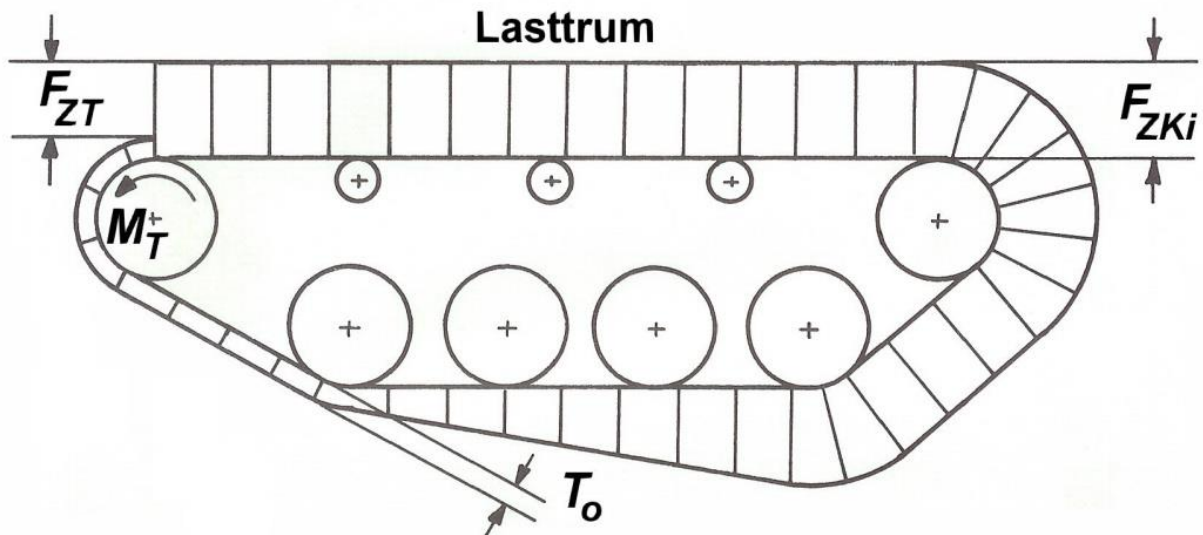


Abb. 2.23: Kettenkraftverteilung Frontantrieb (vergl. [11])

Aus den Abb. 2.22 und 2.23 lässt sich erkennen, dass die Anordnung des Triebwerks im Heck des Fahrzeugs fahrtechnische Vorteile bietet.

Beim Frontantrieb unterliegt der größte Teil der Kette während der Fahrt hohen Zugkräften. Das hat zur Folge, dass die Kette über die Länge gesehen stärker gedehnt wird. Dies gilt besonders bei Einsatz der torsionsvorgespannten Kette, die durch die Lagerung der Kettenbolzen in Gummibuchsen große Elastizitäten in Zugrichtung aufweist (vergl. Kapitel 5.2.2.5). Im Fahrbetrieb führt dies zu der bekannten Bildung des sogenannten "Kettenbauchs" am vorderen, abfallenden Kettentrum (Abb. 2.24), also zur Gefahr des Kettenabwurfs bei Kurvenfahrt. Daraus ergeben sich erhöhte Anforderungen an die Auslegung des Kettenspanners, ganz abgesehen davon, dass er höheren Kettenzugkräften ausgesetzt ist als beim Heckantrieb. Die Problematik erhöht sich noch bei großen Federwegen.



Abb. 2.24:
„Kettenbauch“

Weiterhin spricht gegen den Frontantrieb die zusätzliche Bauhöhe des Fahrzeugs für den Fall, dass der Motor im Heck angeordnet ist. Dann muss nämlich die Gelenkwelle zwischen Motor und Getriebe unter dem Turmkorb hindurchgeführt werden. Diese Anordnungsform ist sehr bauaufwändig und wenig instandsetzungsfreundlich. Aus diesem Grunde ist die Zusammenfassung von Wechselgetriebe, Lenkgetriebe und Motor in einem Triebwerksblock vorzuziehen. Der Triebwerksblock erlaubt auch die dem jeweiligen Einsatzzweck des Kettenfahrzeugs entsprechende Kampfraumausnutzung. Der Triebwerksblock lässt sich auch gegenüber dem Kampfraum besser abschotten als die einzelnen Baugruppen.

Der früher für den Frontantrieb geltend gemachte Vorteil der direkten Betätigung von Schalt- und Lenkgetriebe ist heute durch die elektromagnetischen und hydraulischen Betätigungsmöglichkeiten entkräftet.

Für den Frontantrieb kann aber angeführt werden, dass das Triebrad geringerem Verschleiß unterworfen ist als beim Heckantrieb, da die Kettenglieder auf dem längeren Weg vom Boden bis zum Triebrad besser gereinigt sind.

Von gewissem Vorteil ist beim Frontantrieb, dass das obere Kettentrum wegen der höheren Kettenzugkräfte weniger stark schwingt und damit den Laufwerkswiderstand weniger belastet.

2.2.2.4 Einzelaufwerkswiderstände

Nachdem die Kräfte in der Kette hergeleitet worden sind, die teilweise die Laufwerkswiderstände beeinflussen, können deren einzelne Anteile jetzt ermittelt werden (vergl. [30]).

2.2.2.4.1 Triebradreibung F_{RE}

In Abb. 2.25 sind ein Teil der Triebradverzahnung und die eingreifenden Kettenbolzen mit den dabei herrschenden Kräften dargestellt.

Gesucht wird der Reibungsanteil der in Kettenrichtung, d.h. in Richtung der inneren Kettenzugkraft F_{ZKi} wirkt.

Gemäß Abb. 2.25 wird ein Zahn durch den Gelenkbolzen der Kette erst dann berührt, wenn er die Zugkraft des voreilenden Zahnes übernimmt.

Die Zahnflankenreibung entsteht dabei kurz bevor sich der Gelenkbolzen vollständig in die Zahnfußmulde einlegt. Dieser Vorgang erstreckt sich über den wirksamen Zahnflankenwinkel α_w .

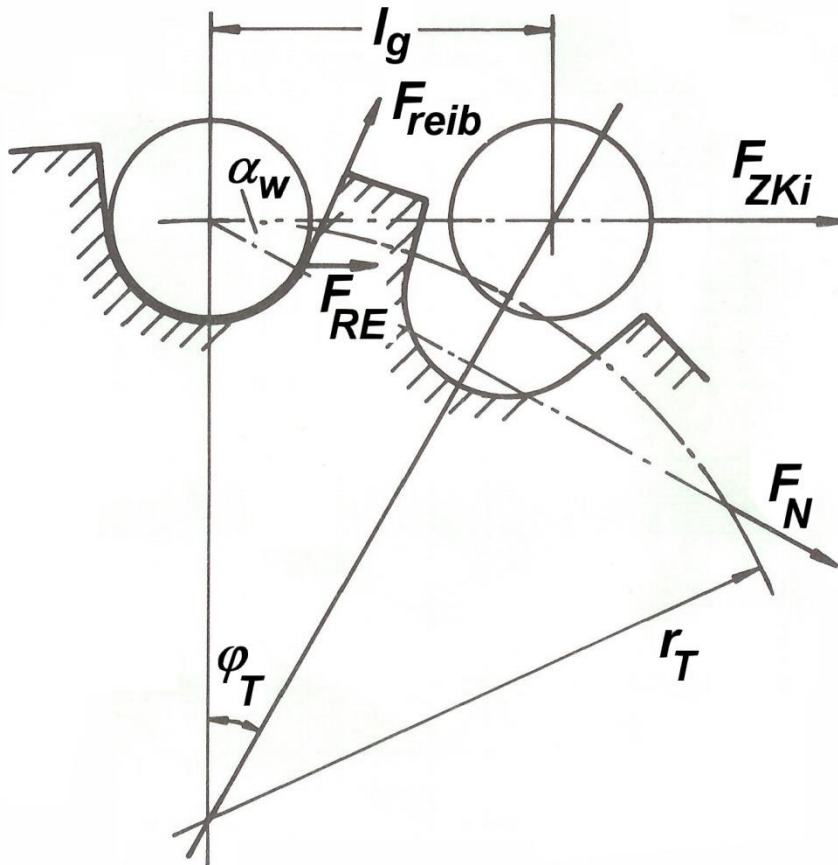


Abb. 2.25: Reibungswiderstand am Kettentriebrad (vergl. [11])

Aus Abb. 2.25 lässt sich entnehmen:

$$F_N = \frac{F_{ZKi}}{\cos \alpha_w} \quad 2/24$$

$$F_{reib} = \mu_g \cdot F_N \quad 2/25$$

Der Reibbeiwert μ_g kann mit etwa 0,15 bis 0,16 für die (trockene) Reibung Stahl auf Stahl angenommen werden.

$$F_{RE} = F_{reib} \cdot \sin \alpha_w \quad 2/26$$

Aus den Gleichungen 2/24, 2/25 und 2/26 ergibt sich dann für die Triebtradreibung:

$$F_{RE} = \mu_g \cdot \tan \alpha_w \cdot F_{ZKi} \quad 2/27$$

Nach [30] kann mit guter Näherung angenommen werden, dass sich der Kettenbolzen erst im letzten Viertel der Eintauchbewegung in die Zahnmulde reibend einlegt, so dass man setzen kann:

$$\alpha_w \approx \frac{\varphi_T}{4} \quad \text{mit } \varphi_T \text{ Teilungswinkel}$$

und $\varphi_T = \frac{360^\circ}{z_T} \approx \frac{l_g}{r_T}$ mit z_T Zähnezahle des Triebrades.

Man erhält für die Triebtradreibung

$$F_{RE} = \mu_g \cdot \tan \frac{90^\circ}{z_T} \cdot F_{ZKi} . \quad 2/28$$

Die Triebtradreibung ist damit hauptsächlich von der inneren Kettensugkraft abhängig, damit von der Kettensvorspannung, der Zugkraft am Triebtrad und von der Triebtradteilung. Der Reibungswiderstand F_{RE} ist in der Praxis entsprechend der Triebtradkraft nicht, wie hier vereinfachend angenommen, konstant.

2.2.2.4.2 Spurreibungswiderstand F_{RS}

Der Spurreibungswiderstand entsteht zwischen den Kettenführungsteilen und den:

- Laufrollen
- Stützrollen
- Umlenkrollen
- Triebrädern

sowohl bei Geradeaus- als auch bei Kurvenfahrt.

Geradeausfahrt

- Spurreibung an den Laufrollen:

Auch bei Geradeausfahrt wird die Kette durch ihre Eigenkrümmung (vergl. Kapitel 2.3.1), Bodenunebenheiten, Lenkkorrekturen, Sturz der Laufrollen usw. gegen die Laufrollen leicht verzwängt. Man kann mit Hilfe von Abb. 2.26 schreiben:

$$F_{RS(LR)} = F_G' \cdot \sin \beta \cdot \mu_g , \quad 2/29$$

wobei unter F_G' das Fahrzeuggewicht F_G abzüglich des Gewichtes der Ketten zu verstehen ist. Für das Kettengewicht wiederum kann man etwa 8 bis 10 % vom Fahrzeuggewicht veranschlagen (für das gesamte Laufwerk etwa den doppelten Wert). Leichtere Ketten mit ca. 30 bis 40 % geringerem Gewicht sind in der Entwicklung.

Der Winkel β ist der Winkel der Anlaufflanke der Laufrollen/-räder (Flankenwinkel). Er sollte wegen der Gefahr des Überspringens in extremen Fahrsituationen nicht zu groß gewählt werden.

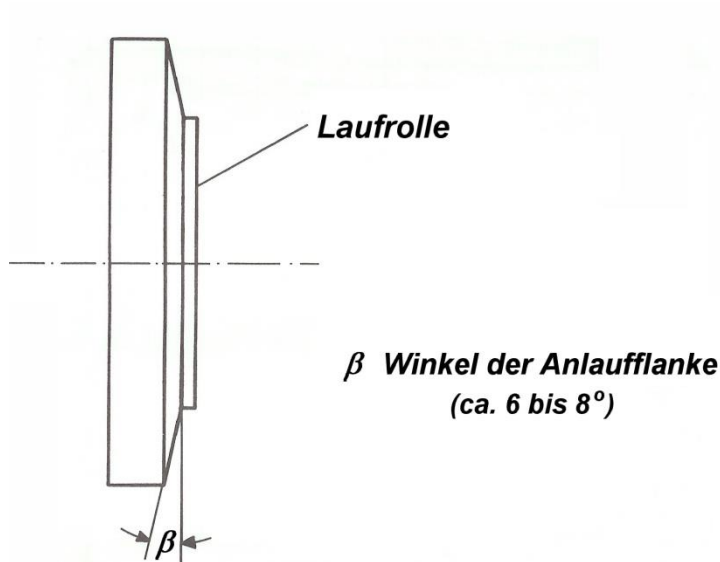


Abb. 2.26: Spurreibung an den Laufrollen bzw. Laufrädern

- Spurreibung an den Stützrollen:

$$F_{RS(SR)} = F_{GKT} \cdot \sin \beta \cdot \mu_g$$

2/30

Das Gewicht des oberen Kettentrums F_{GKT} , das von den Stützrollen abgestützt wird, kann annähernd mit ca. 1/3 des gesamten Kettengewichtes angenommen werden.

- Spurreibung an den Umlenkrollen:

Hier muss man unterscheiden, ob es sich um ein Fahrzeug mit Heck- oder Frontantrieb handelt (vergl. Abb. 2.27 und 2.28 und 2.22 und 2.23). Die Umlenkrollen werden durch eine parabolische Auflageverteilung der Zugkraft in der Kette belastet (vergl. [30]), und zwar gilt für den Frontantrieb:

$$F_{RS(UR)} = K \cdot F_{ZKi} \cdot \sin \beta \cdot \mu_g$$

2/31

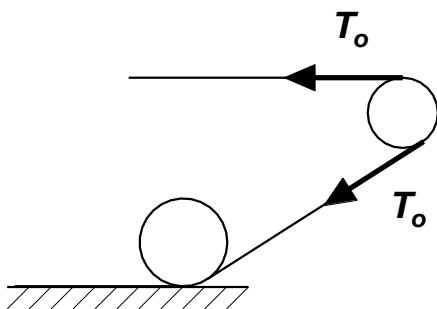


Abb. 2.27: Spurreibung an Umlenkrollen - Heckantrieb

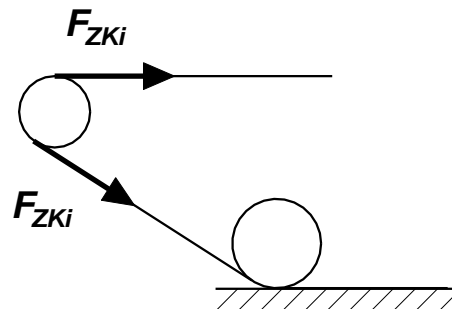


Abb. 2.28: Spurreibung an Umlenkrollen - Frontantrieb

mit

$$K = 2 \cdot \left[1 - \left(1 - \frac{\varphi_T}{2 \cdot (90^\circ - \delta / 2)} \right)^2 \right].$$

Für den Heckantrieb erhält man:

$$F_{RS(UR)} = K \cdot T_o \cdot \sin \beta \cdot \mu_g. \quad 2/32$$

- Spurreibung an den Triebrädern:

Die Reibung an den Zahnseiten des Triebrades kann vernachlässigt werden.

Damit ergeben sich für den gesamten Spurreibungswiderstand bei Geradeausfahrt angenähert:

$$F_{RS} = F_{RS(LR)} + F_{RS(SR)} + F_{RS(UR)} \quad 2/33$$

und z.B. mit einem Flankenwinkel β von 7° , einem Reibbeiwert Stahl/Stahl $\mu_g = 0,16$, einem Kettengewicht von 9% vom Fahrzeuggewicht, einem Ketteneinlaufwinkel $\delta = 26^\circ$, einem Umlenkrollendurchmesser von 650 mm und einer Kettengliedlänge $l_g = 160$ mm für den

Heckantrieb:

$$F_{RS} = 1,83 \cdot 10^{-2} \cdot F_G + 1,5 \cdot 10^{-2} \cdot T_o \quad 2/34$$

Frontantrieb:

$$F_{RS} = 1,83 \cdot 10^{-2} \cdot F_G + 1,5 \cdot 10^{-2} \cdot F_{ZKi}. \quad 2/35$$

Kurvenfahrt

Bei der Kurvenfahrt ist der Einfluss der Fliehkraft auf die Spurreibung an den Laufrollen, Umlenkrollen und Triebrädern zu berücksichtigen. Die Spurreibung an den Stützrollen ändert sich dabei nur unerheblich. Angenähert geschieht die Berücksichtigung durch die Addition des Fliehkraftanteils

$$F_c = \frac{F_G}{g} \cdot \frac{v^2}{R} \cdot \frac{1}{\cos \beta} \cdot \mu_g \quad 2/36$$

mit R Kurvenradius und v Fahrgeschwindigkeit.

Man erhält mit obigem Zahlenbeispiel durch Addition zu den Gleichungen 2/34 und 2/35:

Heckantrieb:

$$F_{RS} = \left(1,83 \cdot 10^{-2} + 1,64 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{v^2}{R} \right) \cdot F_G + 1,5 \cdot 10^{-2} \cdot T_o \quad 2/37$$

Frontantrieb:

$$F_{RS} = \left(1,83 \cdot 10^{-2} + 1,64 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{v^2}{R} \right) \cdot F_G + 1,5 \cdot 10^{-2} \cdot F_{ZKi} \quad 2/38$$

mit v in m/s und R in m.

2.2.2.4.3 Gelenkreibungswiderstand F_{KG}

Der Gelenkreibungswiderstand entsteht im Wesentlichen beim Abwinkeln der Kettenglieder gegeneinander

- an den hinteren und vorderen Laufrollen
- an den Umlenkrollen und Triebrädern während des Auf- und Ablaufens
- beim Überrollen von Bodenunebenheiten („Atmen“ der Kette, lässt sich mathematisch nicht exakt erfassen).

Aufgrund der örtlich unterschiedlichen Kettenkraftverteilung muss auch hier wiederum in Heck- und Frontantrieb unterschieden werden. Die Gelenkreibungsanteile werden wie die „Reibung in Querlagern“ und in Kettenzugkraftichtung angenähert ermittelt (Abb. 2.22 und 2.23, vergl. [30]), wobei der Abknickwinkel zwischen den benachbarten Kettengliedern bis zum Teilungswinkel φ_T groß ist (ca. 20 bis 30°, (End-)Verbinderketten (vergl. Kapitel 5.2.2.5) haben die höheren Werte), mit:

- vordere Laufrolle

Heckantrieb:

$$F_{KG(VL)} = \mu_g \cdot T_o \cdot \sin^2 \varphi_T \quad 2/39$$

Frontantrieb: wie Heckantrieb; ist $\varphi_T \leq \delta$ (Ketteneinlaufwinkel), ist dieser einzusetzen

- hintere Laufrolle

Heckantrieb:

$$F_{KG(HL)} = \mu_g \cdot F_{ZKi} \cdot \sin^2 \varphi_T \quad 2/40$$

Frontantrieb: wie Heckantrieb

- Umlenkrolle

Heckantrieb:

$$F_{KG(UL)} = \mu_g \cdot 2 \cdot T_o \cdot \sin^2 \varphi_T \cdot \cos \delta \quad 2/41$$

Frontantrieb:

$$F_{KG(UL)} = \mu_g \cdot 2 \cdot F_{ZKi} \cdot \sin^2 \varphi_T \cdot \cos \delta \quad 2/42$$

- Triebrad

Heckantrieb:

$$F_{KG(TR)} = \mu_g \cdot \sin^2 \varphi_T \cdot \cos \delta \cdot (T_o + F_{ZKi}) \quad 2/43$$

Frontantrieb: wie Heckantrieb

Daraus ergibt sich der Gesamtgelenkreibungswiderstand F_{KG} zu:

Heckantrieb:

$$F_{KG} = \mu_g \cdot \left[T_o \cdot (\sin^2 \varphi_T + 3 \cdot \sin^2 \varphi_T \cdot \cos \delta) + F_{ZKi} \cdot (\sin^2 \varphi_T + \sin^2 \varphi_T \cdot \cos \delta) \right] \quad 2/44$$

Frontantrieb:

$$F_{KG} = \mu_g \cdot \left[T_o \cdot (\sin^2 \varphi_T + \sin^2 \varphi_T \cdot \cos \delta) + F_{ZKi} \cdot (\sin^2 \varphi_T + 3 \cdot \sin^2 \varphi_T \cdot \cos \delta) \right] \quad 2/45$$

Setzt man $\delta = 26^\circ$ mit $\varphi_T = 30^\circ$ ein, erhält man:

Heckantrieb:

$$F_{KG} = \mu_g \cdot (T_o \cdot 0,924 + F_{ZKi} \cdot 0,475) \quad 2/46$$

Frontantrieb:

$$F_{KG} = \mu_g \cdot (T_o \cdot 0,475 + F_{ZKi} \cdot 0,924) . \quad 2/47$$

Für den Reibwert μ_g kann man einsetzen:

- ungeschmierte Gelenke $\mu_g = 0,15$ bis $0,16$
- geschmierte Gelenke $\mu_g = 0,1$ bis $0,05$
- Gelenke mit geschmierten Wälzlagern $\mu_g = 0,001$ bis $0,005$.

Der so ermittelte Gelenkreibungswiderstand stellt nur einen Anhaltswert dar, denn er wurde nur für den statischen Fall ermittelt. Zu beachten ist außerdem der in der Regel unterschiedliche Ketteneinlaufwinkel δ vorne und hinten.

Parameter wie Geschwindigkeit, Verschmutzung, Temperatur usw. bleiben hier unberücksichtigt.

Der Gelenkreibungswiderstand der torsionsvorgespannten Kette, bei der die Kettenbolzen in Gummibuchsen gelagert sind und diese Buchsen bei der Gelenkbewegung verformt werden, wird durch das Hystereseverhalten des Gummis bestimmt. Eine Reibung als solche entsteht dabei nicht. Das Hystereseverhalten wird beeinflusst durch Temperatur, Formänderungsgeschwindigkeit, Zeit und Umgebungsmedien (z.B. Öl)

und ist ähnlich gering wie die Reibung bei der Scharnierkette mit Gelenken mit geschmierten Wälzlagern.

2.2.2.4.4 Stoßwiderstand F_{KS}

Der Stoßwiderstand entsteht beim Überrollen der Kettengelenke durch die Lauf-, Umlenk- und Stützrollen. Er ist abhängig von der Gummibandagierung der Laufrollen- und Kettengliedinnenseiten (zum Teil bei modernen Panzerlaufwerken vorhanden), der Stoßdämpfer- und Federungsart, der Laufrollenanzahl und damit den Laufrolleneinzellasten, den Laufrollendurchmessern und der überrollten Bodenart, sowie der Ausbildung der Gelenkspalten.

Der Stoßwiderstand kann mit der Beziehung (vergl. [30])

$$F_{KS} = C_S \cdot F_G \cdot V \quad 2/48$$

mit

- dem empirischen Faktor der Stoßziffer C_S
- der Fahrgeschwindigkeit V in km/h beschrieben werden.

Als Beispiel gibt [29] die Stoßziffer mit

$$C_S = 1,9 \cdot 10^{-5} \frac{h}{km} \text{ an.}$$

Diese wurde für Schienenfahrzeuge ermittelt und kann deshalb angenähert für Kettenfahrzeuge mit Laufwerken ohne Gummibandagen auf festen Fahrbahnen angenommen werden. Für die anderen Fahrzeuge liegt man mit dieser Näherung auf der sicheren Seite. Im Übrigen ist hier eine Ursache für die höherfrequenten Schwingungen am Kettenfahrzeug zu suchen (vergl. Kapitel 5.3.1).

2.2.2.4.5 Innerer Rollwiderstand F_{roll}

Beim Überrollen der Kettengliedinnenflächen durch die Lauf-, Umlenk- und Stützrollen entsteht ein Rollwiderstand, der so definiert werden kann, wie der an einem Radfahrzeug. Das bedeutet, er setzt sich aus der Lagerreibung und dem Widerstand der Bewegung zusammen. Der innere Rollwiderstand ist damit abhängig von der Fahrgeschwindigkeit, Stoßdämpfer- und Federungsart, der Laufrollenanzahl, den Laufrollendurchmessern, Art der Laufrollenlagerung, Schmierung und den evtl. vorhandenen Gummibandagen, sowie vom Bodenzustand. Der innere Rollwiderstand ist definiert mit:

$$F_{roll} = f_{roll} \cdot F_G \quad 2/49$$

mit dem mittleren Rollwiderstandsbeiwert $f_{\text{roll}} = 0,0075$, der nach [30] mit guter Näherung angenommen werden kann.

2.2.3 Äußere Fahrwiderstände F_{wa}

Die äußeren Fahrwiderstände stellen sich von außen der Bewegung des Kettenfahrzeuges entgegen. Zu ihrer Überwindung wird die Kettengriffigkeit benötigt (vergl. Gleichung 2/11).

Der äußere Fahrwiderstand umfasst die Einzelfahrwiderstände:

- Bugwiderstand bei der Fahrt auf plastischer Fahrbahn
- Steigungswiderstand
- Luftwiderstand
- Beschleunigungswiderstand
- gegebenenfalls Anhängewiderstand.

Die für die Fahrwiderstände im Folgenden angegebenen Zusammenhänge gelten nur für näherungsweise Betrachtungen und können nur Tendenzen aufzeigen, da sie teilweise aus statischen Randbedingungen entwickelt bzw. experimentell gewonnen worden sind.

2.2.3.1 Bugwiderstand F_{Bug}

Der Bugwiderstand entsteht auf plastischer Fahrbahn an den Vorderseiten der Ketten und ist dann der größte äußere Einzelfahrwiderstand für das Fahrzeug.

Der Bugwiderstand ergibt sich für das gesamte Fahrzeug aus zwei Komponenten (Abb. 2.29, Tabelle 2.1), zum einen durch die innere Reibung des Bodens (mit dem Reibungswinkel ρ) und zum anderen durch den Verdrängungswiderstand des Bodens (abhängig vom Ketteneinlaufwinkel δ ; vergl. [30]).

Es gilt (mit Abb. 2.29):

$$F_{\text{Bug}} = 2 \cdot b_K \cdot t_g \cdot p_o' \cdot (\tan \rho + \tan \delta) \quad 2/50$$

Dabei bedeutet b_K die Kettenbreite, so dass das Produkt $b_K \cdot t_g$ die Angriffsfläche für den Bugwiderstand darstellt.

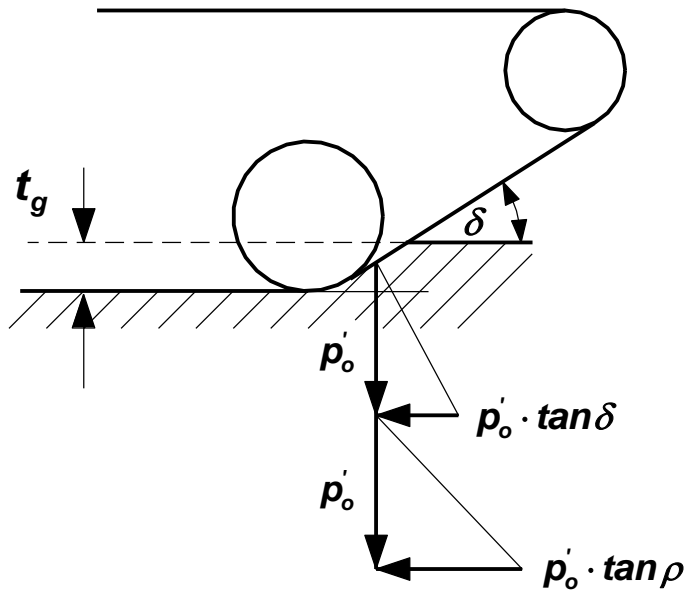


Abb. 2.29: Bugwiderstand

Auf festem Untergrund sinkt das Fahrzeug nicht ein, so dass kein Bugwiderstand überwunden werden muss. Der effektive Bodendruck p'_o des Fahrzeugs wird für die Ermittlung des Bugwiderstandes als gleichmäßig über die Kettenauflagelänge betrachtet. Das kann auf plastischer Fahrbahn nur näherungsweise erreicht werden (vergl. Kapitel 2.1.2). Die Gleichung 2/50 gibt einen Anhaltswert, da sie weder den Einfluss der Fahrgeschwindigkeit noch den der Antriebskraft (Triebbradkraft F_{ZT}) berücksichtigt. Das Fahrzeug rollt unter einem sogenannten Trimmwinkel zur Fahrbahn, wobei die Fahrzeuglängsachse in Fahrtrichtung gesehen von vorne nach hinten geneigt ist (vergl. Abb. 2.12). Zudem entsteht dabei eine „Bugwelle“ vor den Ketten (Abb. 2.30) analog zum Schwallwiderstand auf nasser Fahrbahn, die den Bugwiderstand weiter erhöht. Hier müsste bei der Verdrängungskomponente die Einsinktiefe um die Wellenhöhe vergrößert werden.

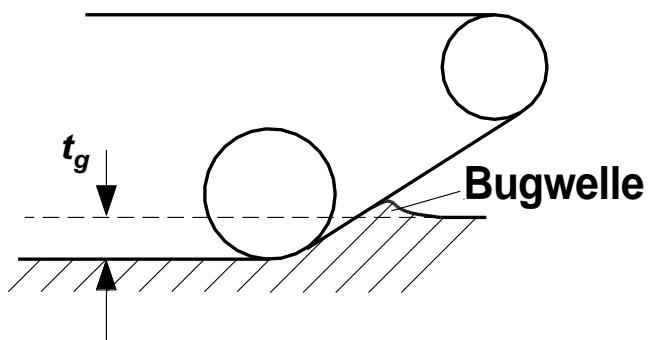


Abb. 2.30: „Bugwelle“ vor den Ketten

Bei sehr nassem Untergrund muss gegebenenfalls - wie in der Radfahrzeugtechnik - ein empirischer Ansatz in Anlehnung an die Berechnungen hydrodynamischer Lager verwendet werden, der allerdings einen erheblichen Versuchsaufwand auf verschiedenen Böden voraussetzt. Außerdem ist die (wenn auch gegenüber dem hier definierten Bugwiderstand weitaus geringere) Spurreibung der Ketten an den Seitenwänden der Kettenspuren nicht berücksichtigt.

Die Gleichung 2/50 ist für die Fahrt in der Ebene definiert. In der Steigung verringert sich demnach der Bugwiderstand durch die geringere Normalkraft. Es wird dabei das stärkere Einsinken des Hecks des Fahrzeugs außer Acht gelassen.

Der Bugwiderstand lässt sich gemäß der Gleichung 2/50 dadurch verringern, dass man die Kettenbreite verringert, was allerdings einen höheren Bodendruck mit sich bringt. Auch ein kleiner Ketteneinlaufwinkel senkt den Bugwiderstand. Hier müssen aber die Fahrzeuggeometrie und die Kletterfähigkeit berücksichtigt werden.

2.2.3.2 Steigungswiderstand F_{St}

Der Steigungswiderstand ist definiert mit:

$$F_{St} = F_G \cdot \sin \alpha \quad 2/51$$

mit dem Steigungswinkel α der Fahrbahn.

Für die normale Straßenfahrt mit Steigungen bis zu $p = 20\%$ kann man rechnen mit:

$$F_{St} = F_G \cdot \tan \alpha = F_G \cdot \frac{p}{100} \quad 2/52$$

Dabei entstehen Fehler von bis zu 2 %.

2.2.3.3 Luftwiderstand F_L

Analog zu den Radfahrzeugen gilt:

$$F_L = \frac{\rho_L}{2} \cdot v_{rel}^2 \cdot c_w \cdot A \quad 2/53$$

mit: ρ_L Dichte der Luft
 v_{rel} Relativgeschwindigkeit Luft/Fahrzeug, abhängig von der Schräganströmung bei Seitenwind
 c_w Luftwiderstandsbeiwert (bei Kettenfahrzeugen ca. 1,2 bis 1,6)
 A Querspanntfläche (Projektions-, Stirn-; bei Kettenfahrzeugen (ca. 6 bis 8 m²).

Trotz des großen Faktors $c_w \cdot A$ ist der Luftwiderstand von untergeordneter Bedeutung. Bei Geländefahrten ($V < 60 \text{ km/h}$) kann er sicher vernachlässigt werden.

2.2.3.4 Beschleunigungswiderstand F_B

Bei der beschleunigten Fahrt treten neben den anderen Fahrwiderständen zusätzlich Trägheitskräfte auf:

- die gesamte Masse des Fahrzeugs m muss translatorisch ($a = \text{Längsbeschleunigung}$),
- die rotierenden Massen des Fahrzeugs $m_{\text{rot}} \ll m$ müssen rotatorisch beschleunigt werden (die Drehzahl muss entsprechend der gewünschten Änderung der Geschwindigkeit gesteigert werden).

Für die Berechnung müssen die Drehmassen auf die translatorische Bewegung umgeformt, d.h. auf die Naben der Antriebsräder reduziert werden. Es ergibt wie bei den Radfahrzeugen die folgende Beziehung:

$$F_B = \frac{F_G}{g} \cdot a \cdot (1 + \varepsilon) = m \cdot a \cdot (1 + \varepsilon) \quad 2/54$$

mit a Beschleunigung in m/s^2 .

Der Massenfaktor ε berücksichtigt den Einfluss der scheinbaren Vergrößerung der Fahrzeugmasse durch die rotierenden Massen:

$$\varepsilon = \frac{\sum J_i \cdot i_i^2}{m \cdot r_T}$$

mit J_i Trägheitsmoment der einzelnen rotierenden Bauteile,
 i_i Übersetzungsverhältnis der einzelnen rotierenden Bauteile, mit der Definition:

$$i_i = \frac{n_i}{n_T} \quad (n_T = \text{Triebbraddrehzahl}),$$

m Fahrzeugmasse.

Die Größe des Massenfaktors bewegt sich zwischen den Werten für die 1. Fahrstufe von $\varepsilon > 2$ und für die höchste Fahrstufe von $\varepsilon \approx 0,5$, in der von den rotierenden Bauteilen die Wirkung des Laufwerks mit ca. 50 % angenommen werden kann.

Für die Verzögerung ist der Massenfaktor ε unter Umständen geringer, wenn die Drehzahl des Motors beim Bremsvorgang nicht mehr abgesenkt werden muss (z.B. wenn er abgekuppelt ist).

2.2.3.5 Anhängewiderstand F_{An}

Es ist eine zusätzliche Kraft, d.h. antriebsseitig, erforderlich, um die Anhängelast zu ziehen. Außerdem ergeben sich höhere Anforderungen an die Kraftübertragung (Kettengriffigkeit μ_R).

Der Anhängewiderstand kann sich aus den folgenden Fahrwiderständen zusammensetzen:

- Steigungswiderstand des angehängten Fahrzeugs,
- Beschleunigungswiderstand des angehängten Fahrzeugs mit geringerem Massenfaktor ε (z.B. Antrieb abgekuppelt, Anhänger),
- Luftwiderstand des gesamten Zuges (bei geschleppten Fahrzeugen vor allem Kettenfahrzeugen kann der Luftwiderstand wegen des geringen Geschwindigkeitsniveaus vernachlässigt werden),
- Rollwiderstand des gezogenen Radfahrzeugs,
- Bugwiderstand des gezogenen Kettenfahrzeugs, wenn es nicht in der Spur des Zugfahrzeugs läuft,
- bei gezogenen Kettenfahrzeugen ein geringerer Laufwerkswiderstand, da die Antriebskraft F_{ZT} fehlt, die den Laufwerkswiderstand beeinflusst.

2.2.4 Rollwiderstand F_R

Der Rollwiderstand umfasst die Summe der Fahrwiderstände in der Ebene:

$$F_R = F_{waEbene} + F_{wi} \quad 2/55$$

$$\text{mit } F_{waEbene} = F_{Bug} + F_L \cdot \quad 2/56$$

Man kann den Rollwiderstand auf das Fahrzeuggewicht beziehen und erhält damit den Rollwiderstandsbeiwert:

$$f_R = \frac{F_R}{F_G} \cdot \quad 2/57$$

In einigen Literaturstellen wird der äußere Fahrwiderstand in der Ebene ohne den Luftwiderstand eingesetzt. Da der Luftwiderstand im Geschwindigkeitsbereich $< 60 \text{ km/h}$ (vergl. Kapitel 2.2.3.3) keinen gravierenden Einfluss auf den Gesamtfahrwiderstand hat, ist das näherungsweise zulässig.

Auf fester Fahrbahn besteht der Rollwiderstand entsprechend den Gleichungen 2/55 und 2/56 vor allem aus dem Laufwerkswiderstand F_{wi} .

Die bis hierher ermittelten mathematischen Zusammenhänge für die Fahrwiderstände und damit für den Rollwiderstand erfassen nicht die Fahrt auf unebener Fahrbahn. Die Fahrbahnunebenheiten erhöhen den Rollwiderstand entsprechend der bei den Federbewegungen in den Stoßdämpfern umgesetzten Dämpfungsenergie (Wärme).

Dies wird mit den empirisch ermittelten Werten für den Rollwiderstand bzw. Rollwiderstandsbeiwert aber erreicht (vergl. Tabelle 2.4).

Fahrzeug	f_R	Bemerkungen
SPz HS 30	0,03	Beton 45 km/h
SPz HS 30	0,125	tauender Schnee 15 cm, weicher Untergrund
SPz HS 30	0,063	tauender Schnee 15 cm, fester Untergrund
Leopard 1 39,6 t	0,0237	Beton, 10 km/h
Leopard 1 39,6 t	0,0264	Beton, 20 km/h
Leopard 1 39,6 t	0,0303	Beton, 30 km/h
Leopard 1 39,6 t	0,0352	Beton, 40 km/h
Leopard 1 39,6 t	0,041	Beton, 50 km/h
Leopard 1 39,6 t	0,0475	Beton, 60 km/h
Chieftain (GB)	0,046	Beton, 20 km/h
M 48 A2	0,0397	Beton, 20 km/h
T 62	0,0245	Beton, 20 km/h
Leopard 2 (Prototyp 50 t)	0,045	Beton, 20 km/h, Zugversuch
Leopard 2 (Prototyp 50 t)	0,05	Beton, 40 km/h, Zugversuch
Leopard 2 (Prototyp 50 t)	0,052	Beton, 60 km/h, Zugversuch
Leopard 2 (Prototyp 49,4 t)	0,032	Beton, 20 km/h
Leopard 2 (Prototyp 49,4 t)	0,037	Beton, 40 km/h
Leopard 2 (Prototyp 49,4 t)	0,038	Beton, 60 km/h

Tabelle 2.4: Beispiele für den Rollwiderstandsbeiwert (Werte aus Fahrzeugerprobungen, Ausrollversuchen)

Allerdings werden hierfür häufig Ausrollversuche gefahren, die aber zu geringeren Laufwerkswiderständen führen, da hierbei die Antriebskraft (Triebad-) Null ist (vergl. Gleichungen 2/55 und 2/10, 2/23).

Im Folgenden soll in einer Beispielrechnung der mit den ermittelten Beziehungen errechnete Rollwiderstandsbeiwert gemessenen Werten gegenübergestellt werden. Für das Fahrzeug - KPz Leopard 1 - werden folgende Daten zugrunde gelegt:

Fahrzeugmasse m	$40 \cdot 10^3$ kg
Kettenaufgelänge l_a	4,23 m
Kettenbreite b_K	0,55 m
Ketteneinlaufwinkel δ	28° (vorne und hinten gleich angenommen)
Kettengliedlänge l_g	0,16 m
Kettengliedmasse m_{Kg}	24,75 kg
Luftwiderstandsbeiwert c_w	1,2 (Annahme)
Projektionsfläche A	$6,8$ m ²
Windstille, Normzustand	
statische Kettenvorspannung	39 000 N
Fahrt in der Ebene auf fester Fahrbahn	
Zugkraftdiagramm	Abb. 2.31

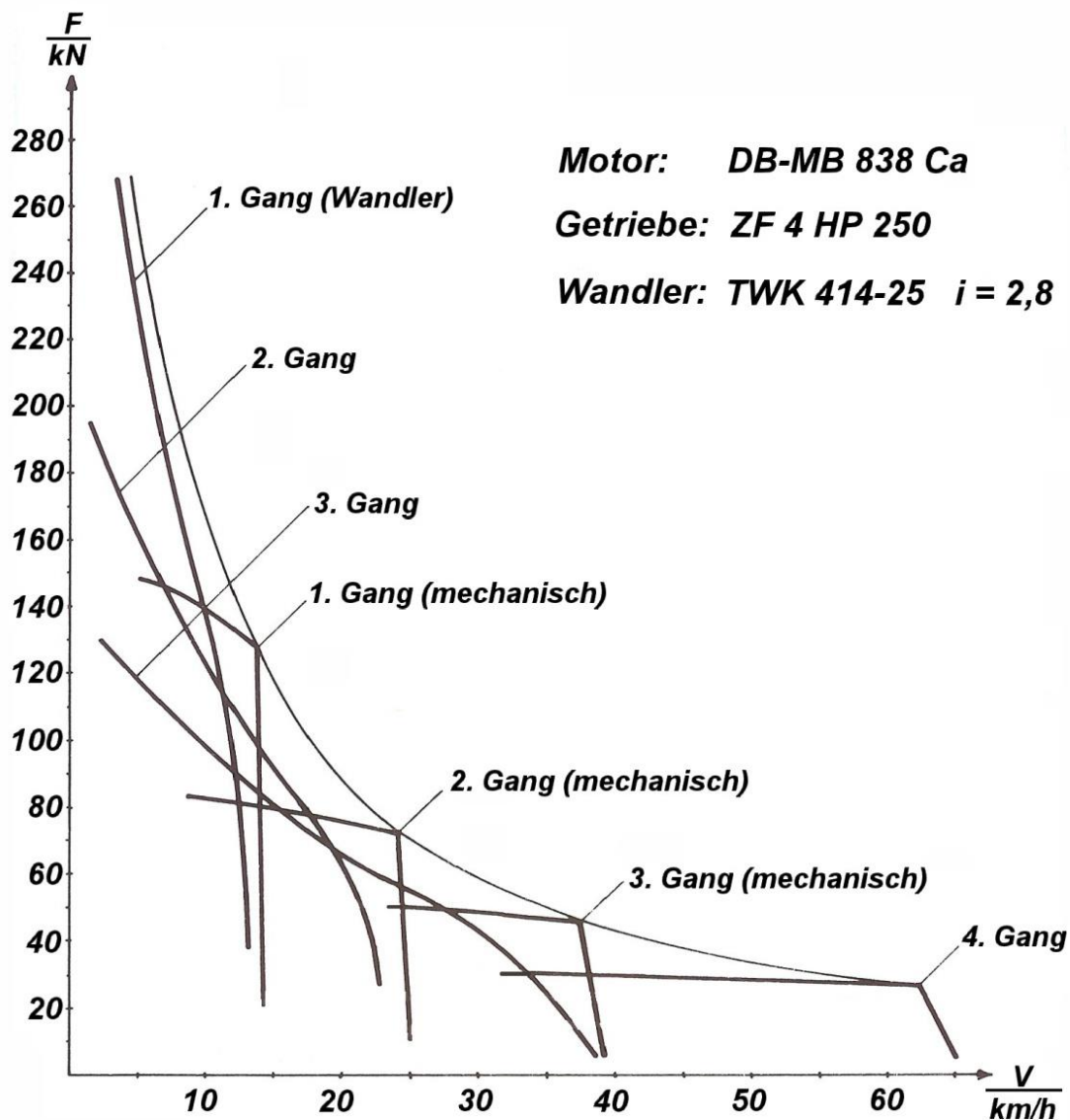


Abb. 2.31: Zugkraftdiagramm KPz Leopard 1

Die errechneten Werte sind in Abb. 2.32 den im Versuch ermittelten gegenübergestellt. Die Kurve a stellt den Fall dar, bei dem in jeder Fahrgeschwindigkeit mit höchstmöglicher Leistung also größtmöglicher momentaner Beschleunigung gefahren wird, während die Kurve b für den Fall gilt, bei dem nur so viel Zugkraft am Triebtrieb zur Verfügung gestellt wird, um den Fahrwiderständen entsprechend der jeweiligen Fahrgeschwindigkeit das Gleichgewicht zu halten. Die Kurve c zeigt den Verlauf in der Erprobung gemessener Werte.

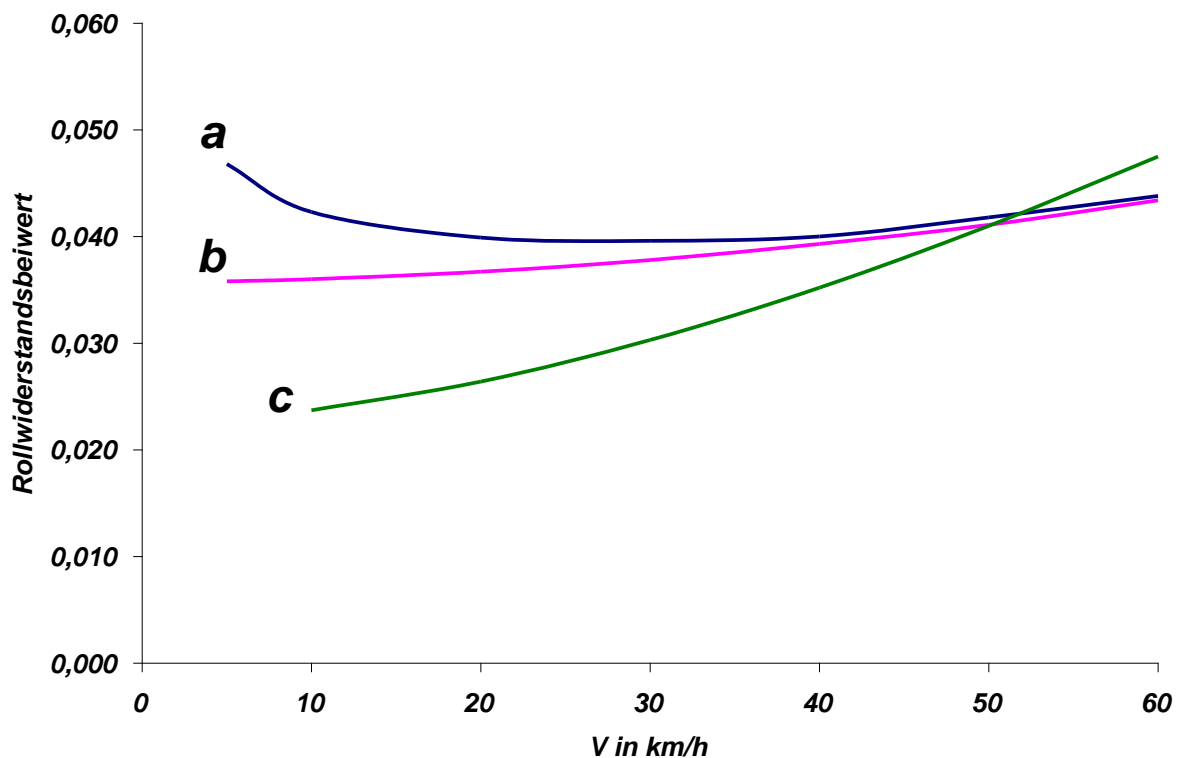


Abb. 2.32: Rollwiderstandsbeiwert f_R in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit für den KPz Leopard 1

Die Kurve a wird im unteren Geschwindigkeitsbereich durch die hohen Zugkräfte bestimmt, die die Laufwerkswiderstände in die Höhe treiben. Die Laufwerkswiderstände können bei Motorvollast mehr als doppelt so groß werden wie die äußeren Laufwerkswiderstände. Auf fester Fahrbahn sind letztere praktisch nicht vorhanden.

Für die Kurve b wird ausgehend von der Kurve a wegen der Zusammenhänge nach Gleichung 2/18 und 2/20 das Iterationsverfahren (hier nach dem zweiten Schritt abgebrochen) angewendet. Die Rollwiderstandskurve c ist mit Hilfe von Ausrollversuchen auf fester Fahrbahn ermittelt worden. Hierbei ist ggf. zu berücksichtigen, dass die Versuche fahrzeugbedingt oft nur ohne Abkoppelung aller Getriebeelemente gefahren werden können. Der Verlauf der berechneten Daten entspricht mit guter Näherung der

Kurve c im oberen Geschwindigkeitsbereich, wobei die Geschwindigkeitsabhängigkeit nicht ganz so deutlich in Erscheinung tritt wie bei den gemessenen Werten. Das ist besonders auf die etwas unbefriedigende Definition der dynamischen Kettenvorspannung (Gleichung 2/16) zurückzuführen, die ja eine genauere Erfassung z.B. der Schwingungen im oberen Kettentrum einschließlich der Eigenschwingungen im Laufwerk nicht zulässt. Außerdem werden die Einflüsse der Kettengestaltung und der Feder- und Dämpfersysteme, die das Schwingungsverhalten des Laufwerks mitbestimmen, sowie die der Fahrbahn nicht berücksichtigt.

In Abb. 2.33 ist ergänzend der Einfluss des Schwingungsverhaltens des Laufwerks im gemessenen Verlauf des Rollwiderstandsbeiwertes des KPz Leopard 2 (Kurve d aus Erprobungen) zu erkennen. Hier zeigt die Kurve b (wie oben) die gerechneten Werte für das Dahinrollen des Fahrzeugs.

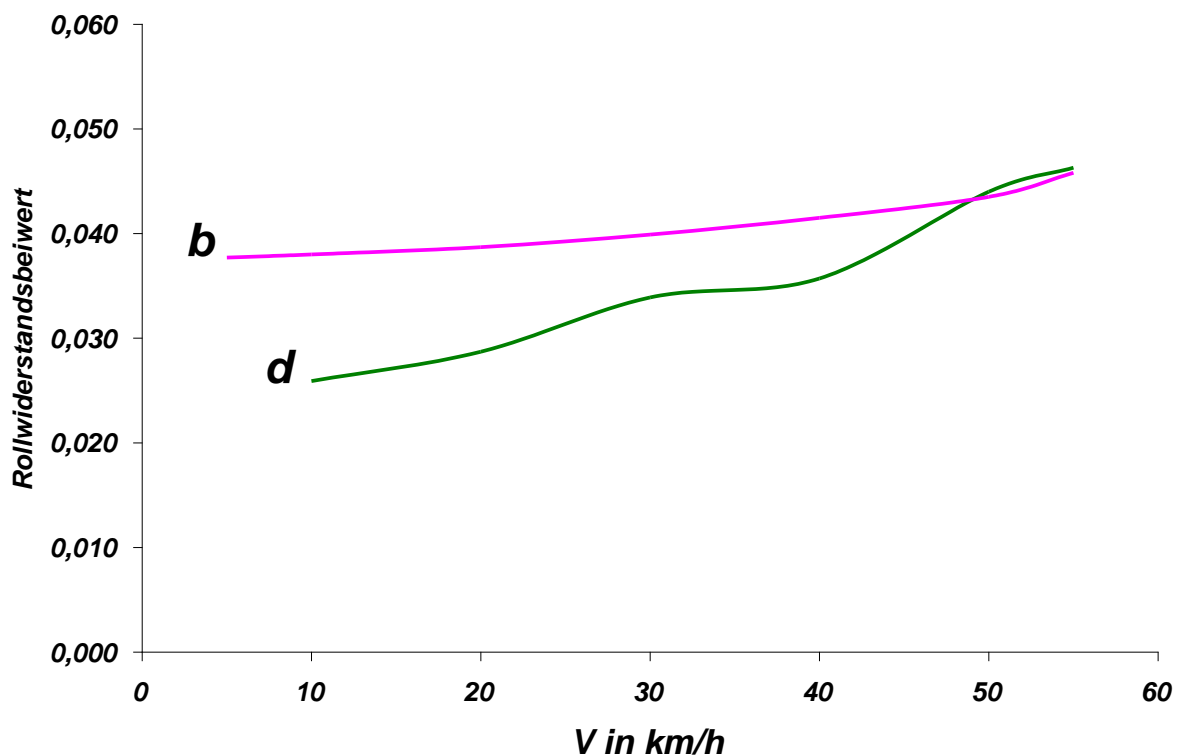


Abb. 2.33: Rollwiderstandsbeiwert f_R in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit für den KPz Leopard 2

Es ist ebenfalls deutlich, dass besonders im unteren und mittleren Geschwindigkeitsbereich der in Gleichung 2/16 verwendete konstante Dämpfungsfaktor $K_D = 2$ für die torsionsvorgespannte Kette sicherlich nicht den Gegebenheiten am realen Fahrzeug entspricht. Er müsste hier für eine Angleichung der Kurven geringere Werte (< 2) an-

nehmen. Auch die ungewisse Überlagerung der statischen und dynamischen Kettenvorspannung ist in der Gleichung 2/17 nicht erfasst.

Die Ermittlung des Stoßwiderstandes und der Gelenkreibung nach obigen Beziehungen für die modernen Kettenlaufwerke sind noch unerprobt, wobei allerdings der Einfluss zumindest des Stoßwiderstandes auf die Größe des gesamten Laufwerkswiderstandes gering ist. Auch der Gelenkreibungswiderstand ist jeweils um einiges geringer als die Widerstände der Spurreibung und Reibung am Triebrad, selbst der innere Rollwiderstand ist größer.

Die hohen Werte der Kurve a bei kleinen Fahrgeschwindigkeiten sind auf das größere Zugkraftangebot, damit auf die hohen in den Laufwerkswiderständen enthaltenen Kettenzugkräfte zurückzuführen. Da die verfügbare Antriebskraft (Triebrad-) mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit kleiner wird (vergl. Abb. 2.31), wird auch der Einfluss der Zugkraft in der Kette auf den Rollwiderstand geringer (vergl. Gleichung 2/18), so dass die Kurven a, b und auch c sich annähern bzw. annähern müssten.

In Abb. 2.34 wird der Einfluss der Antriebskraft untersucht, in dem die berechneten Werte des dahinrollenden Fahrzeugs einmal unter Einbeziehung der Antriebskraft (Kurve b, wie in Abb. 2.32) den berechneten Werten ohne Antriebskraft (Kurve e) und den im Fahrversuch ermittelten Werten (Kurve c, wie in Abb. 2.32) gegenübergestellt werden. Der Einfluss der Antriebskraft für ein dahinrollendes Fahrzeug (unterer Teillastbereich für die Antriebsmaschine) ist offensichtlich gering, so dass die Ermittlung des Rollwiderstandes im Zug- oder Ausrollversuch für diesen Fahrzustand nur zu einem geringen Fehler führt.

In Abb. 2.34 sind außerdem die Kurven für weitere Fahrzeuge des Typs Leopard 1 mit jeweils einer anderen Fahrwerkskonfiguration dargestellt. Die Abweichungen gegenüber den Werten der Kurve b bzw. e dokumentieren noch einmal, dass die oben ermittelten Gleichungen nicht die Laufwerksauslegung berücksichtigen.

Die mit den Gleichungen ermittelten Werte für den Rollwiderstand und Rollwiderstandsbeiwert können also nur eine gewisse Tendaussage im oberen Geschwindigkeitsbereich gewährleisten. Sie haben gegenüber den Versuchsergebnissen den Vorteil, dass sie die Antriebskräfte berücksichtigen, was vor allem für die höheren Motorlasten gilt.

Die Gleichungen geben eine gewisse Hilfe für den Ansatz, die Laufwerkswiderstände im Detail zu minimieren.

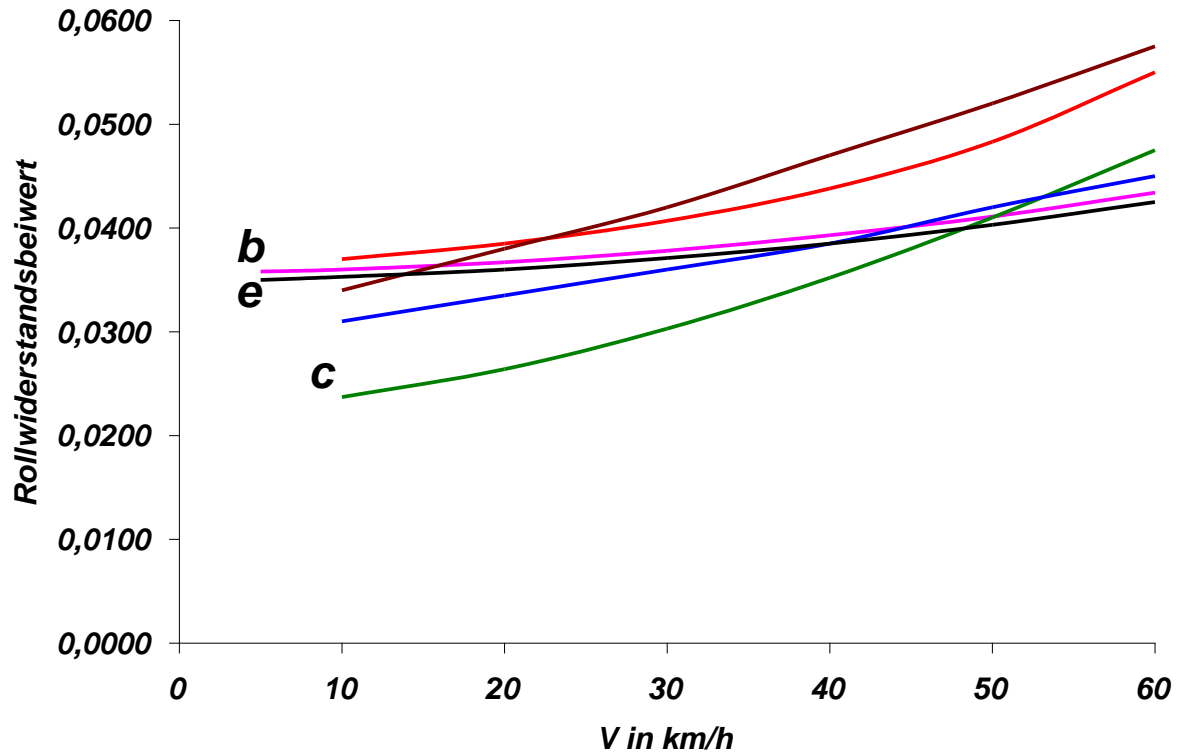


Abb. 2.34: Rollwiderstandsbeiwert f_R in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit für den KPz Leopard 1 (gemessene Kurven meistens mit nicht abgekoppelten Getriebe)

Für überschlägige Berechnungen kann man auch auf den aus den Versuchsergebnissen (die Versuche wurden auf fester Fahrbahn in Ausroll-, Zugversuchen gefahren) ermittelten, linearisierten Zusammenhang

$$f_R = 0,027 + 0,0004 \cdot V \quad \text{mit } V \text{ in km/h} \quad 2/57a$$

für die torsionsvorgespannten Ketten zurückgreifen ([28] gibt hier einen etwas flacheren Verlauf mit $f_R = 0,03 + 0,0009 \cdot V$ an) zurückgreifen.

Für die Scharnierketten liegen die Werte in der einschlägigen Literatur auf niedrigerem Niveau, da diese Ketten gegenüber den torsionsvorgespannten weniger zu Schwingungen neigen. Es ergibt sich, allerdings auf weniger Messwerten basierend:

$$f_R = 0,025 + 0,0003 \cdot V \quad 2/57b$$

([28] $f_R = 0,025 + 0,0009 \cdot V$).

Als Anhaltswerte können für den Rollwiderstand

- auf weicherem Untergrund etwa 8 % bis 12 % vom Fahrzeuggewicht und mehr,
- auf festem Untergrund 3 % bis 6 %

angenommen werden (vergl. Beispiele in Tabelle 2.4 und Abb. 2.32 bis 2.34).

Beim Anfahren (aus der Fahrgeschwindigkeit 0) muss der Losbrechwiderstand überwunden werden, der überschlägig Werte des 2 bis 3-Fachen des Rollwiderstandes ausmachen kann.

Die höheren Werte für den Rollwiderstandsbeiwert f_R im Gelände (siehe auch Tabelle 2.4) werden neben dem Bugwiderstand F_{Bug} durch die Bodenunebenheiten hervorgerufen. Diese bewirken, dass die ausweichenden Laufrollen in Hoch- und Längsrichtung gegen Federung und Dämpfung beschleunigt und drehbeschleunigt werden müssen. Es erhöht sich die dynamische Kettenvorspannung T_{dyn} und damit die innere Kettenzugkraft F_{Zki} .

Die beschriebene Erhöhung der dynamischen Kettenvorspannung T_{dyn} tritt mit der Fahrgeschwindigkeit in ihrer Größe nicht kontinuierlich auf, was, wie auch die Bodenunebenheiten an sich, zur Schwingungsanregung führt. D.h., die dynamische Kettenvorspannung wird wiederum gesteigert.

2.3 Fahrmechanik der Kurvenfahrt

Zur Beweglichkeit gehört die Lenkfähigkeit mit dem Ziel, jede erforderliche Kurve mit möglichst hoher Geschwindigkeit durchfahren zu können. Es wird eine größere Wendigkeit als bei Radfahrzeugen erwartet, wobei nach Möglichkeit das „Wenden um die Hochachse“ realisierbar sein sollte.

Bevor auf die Lenkgetriebe eingegangen wird, sollen in diesem Kapitel die physikalischen Grundlagen der Kurvenfahrt, die sich zwischen Kette und Boden ergeben, aufgezeigt werden. Es werden hier die Kräfte-, Geschwindigkeits- und Leistungsverhältnisse dargestellt, und zwar unabhängig von Fahrzeug- und Lenktriebtypen.

2.3.1 Verwirklichung der Kurvenfahrt und vereinfachtes Wendemodell

Es gibt mehrere Möglichkeiten, mit einem Kettenfahrzeug die Kurvenfahrt durchzuführen.

Das Kettenfahrzeug ist prinzipiell ein Fahrzeug auf selbstverlegten „Schienen“, wobei man in den Anfängen der Kettenfahrzeugentwicklung z.B. die Möglichkeit untersuchte, diese „Schienen“ dem Kurvenverlauf anzupassen. Man spricht von der *Spurlenkung*

(Abb. 2.35), wie sie beim „Landship“ von DE MOLE von 1912, aber auch beim britischen Light Tank „Tetrarch“ von 1938 verwendet wurde.

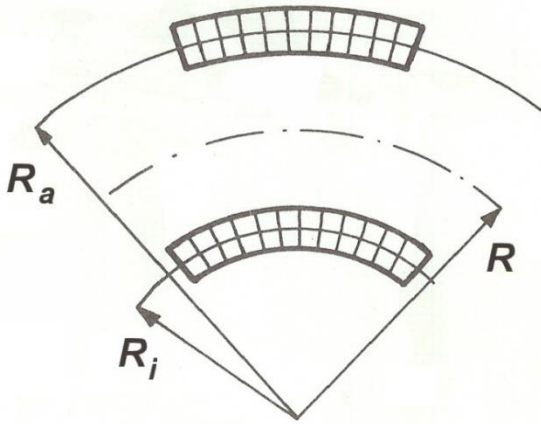


Abb. 2.35: Spurlenkung

Für die Spurlenkung wurden die Leiträder und damit auch der vordere Teil der Ketten seitlich verschoben oder die vorderen Lauf- und Umlenkrollen gelenkt.

Als alleinige Lenkung führt die Spurlenkung zu einer äußerst geringen Beweglichkeit, was für langsame Fahrzeuge, wie dem „Landship“ eventuell noch ausreichend war, aber für die Fahrzeuge des 1. Weltkrieges und später nicht mehr tragbar war und ist. Der „Tetrarch“ nutzte diese Lenkung lediglich zur Kurskorrektur und große Kurvenradien, was mit seinem Lenkgetriebe zu Geschwindigkeitsverlusten geführt hätte (vergl. Kapitel 4.2.3, 4.3 und 4.4.1). Weiterhin erfordert die Spurlenkung eine komplizierte Konstruktion der Ketten und Laufwerksaufhängung mit entsprechender Entgleisungsgefahr.

Bei heutigen Kettenfahrzeugen ist die Spurlenkung insoweit vorhanden, als die Ketten das Bestreben haben, sich im Rahmen ihres *Eigenkrümmungsradius* R_K dem Kurvenverlauf anzupassen. Der Eigenkrümmungsradius kommt aufgrund des Kettentyps, des Spiels und der Elastizität in der Kette zustande und ist damit u.a. von der Kettenvorspannung und vom Verschleiß abhängig. Z.B. wurden für eine Kette des KPz Leopard 1 ein Radius von etwa 310 m (Fachhochschule des Heeres Darmstadt/WTD 41 Trier) und für den Jagdpanzer Jaguar 450 m ([7]) ermittelt.

Ähnliche Nachteile zeigte auch die *Drehschemellenkung*. Diese Lenkung wird ja bei mehrachsigen Radanhängern angewendet. Dabei wurde jedes Rad durch ein kleines Kettenlaufwerk ersetzt, wie es die Konstruktion des „Daimler Marienwagens I“ im I. Weltkrieg zeigte.

Auch eine *Achsschenkellenkung*, die man z.B. als Hilfsmittel zur Verbesserung der Geländegängigkeit von ATV (all terrain vehicle) finden kann (Abb. 2.36), sind für kettengetriebene Gefechtsfahrzeuge wegen der hohen Kräfte unbrauchbar.



Abb. 2.36: Achsschenkellenkung

Eine Nebenrolle spielt bei Kettenfahrzeugen die *Knicklenkung*. Sie wird beim schwedischen Häglund Bv 206 verwendet, einem leichten Kettenfahrzeug, das aus zwei Einzelfahrzeugen besteht. Sie sind durch die Lenkhydraulik mit einander verbunden, die bei der Lenkbewegung die beiden Fahrzeuge entsprechend dem Kurvenverlauf gegeneinander abwinkelt. Diese Lenkhydraulik befindet sich relativ ungeschützt zwischen den Fahrzeugen.

Die für Kettenfahrzeuge übliche *Lenkung* erfolgt durch den Antrieb *der beiden Ketten mit unterschiedlichen Geschwindigkeiten*. Auf diese Lenkung soll im Folgenden näher eingegangen werden.

Die Betrachtung der Bewegungsverhältnisse soll mit einem einfachen, statischen Modell (nach Hock [13, 14], vergl. auch Kapitel 2.3.7) erfolgen. Dazu wird die Anzahl der Parameter auf ein übersichtliches Maß reduziert. Die mit dem Modell erreichte Genauigkeit ist für grundsätzliche Erkenntnisse und Überlegungen und Leistungs- und Wirkungsgradbetrachtungen innerhalb des Fahrzeugsystems, sowie für Vergleiche ähnlicher Fahrzeuge ausreichend.

Es werden folgende Vereinfachungen getroffen:

- das Fahrzeug fährt auf homogenem Boden;
- das Fahrzeug fährt in der Ebene;
- die Kurvenfahrt wird gleichförmig durchgeführt;

- der Einfluss der Fliehkraft wird vernachlässigt;
- beide Ketten des Fahrzeugs sind gleich belastet;
- die Kettenbelastung ist über der Kettenauflagelänge konstant, d.h., der effektive Bodendruck p'_0 ist über die Kettenauflagelänge gleichmäßig verteilt;
- die Fahrwiderstände für beide Ketten sind gleich;
- der Schlupf in Längs- und Querrichtung wird vernachlässigt;
- die Kettenbreite b_K wird vernachlässigt;
- die Gleisketten sind für die Ermittlung des Wendemomentes steif;
- der Schwerpunkt des Fahrzeugs liegt im Schnittpunkt der Symmetrieachsen (vergl. Abb. 2.37).

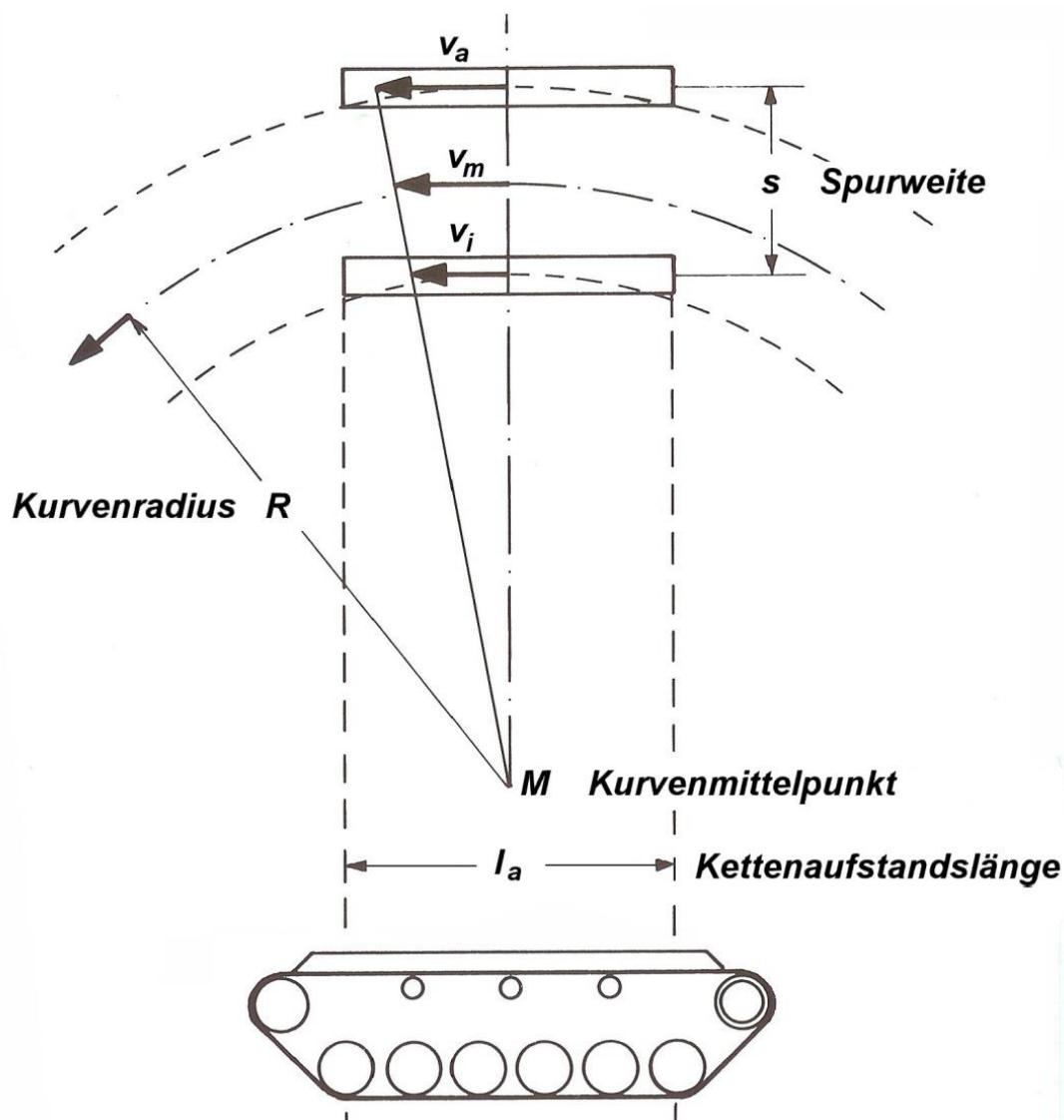


Abb. 2.37: Lenkung mit unterschiedlichen Kettengeschwindigkeiten, Triebadgetwindigkeiten

Die Kurvenfahrt wird, wie oben beschrieben, durch verschiedene Kettengeschwindigkeiten, d.h. durch unterschiedliche Triebraddrehzahlen erzeugt, wobei das kurvenäußere Triebrad mit einer größeren Drehzahl n_a angetrieben wird als das kurveninnere mit einer Drehzahl n_i . Daraus resultieren die Geschwindigkeiten v_a und v_i . Die beiden Ketten fahren dann auf dem kurvenäußeren Radius R_a bzw. kurveninneren R_i , aus denen sich der theoretische Radius R für den Fahrzeugschwerpunkt mit der Fahrgeschwindigkeit v_m ergibt (Abb. 2.37).

Dabei wird der reinen Translationsbewegung die Wendebewegung, die eine Querbewegung der einzelnen Kettenglieder zur Folge hat, überlagert. Die Wendebewegung des Kettenfahrzeugs lässt sich als Bewegung um einen Kurvenmittelpunkt (Momentanpol der Bewegung) darstellen. Die Ketten vollführen gleichzeitig eine Drehbewegung um je einen eigenen Momentanpol, der hier bei diesem vereinfachten Model in der Mitte der Ketten liegt. Die Drehbewegung der Ketten ist mit einer Gleitbewegung auf der Fahrbahn um den Winkel $d\alpha$ verbunden. Die Längs- und Querbewegung entspricht durch die Ketten überstrichenen Flächen (vergl. Abb. 2.38). Hieraus ersieht man, dass bei der Kurvenfahrt ein zusätzlicher Fahrwiderstand, der Wendewiderstand, gegenüber der Geradeausfahrt entsteht. Je kleiner der gefahrene Radius desto größer ist der Wendewiderstand (vergl. Kapitel 2.3.5).

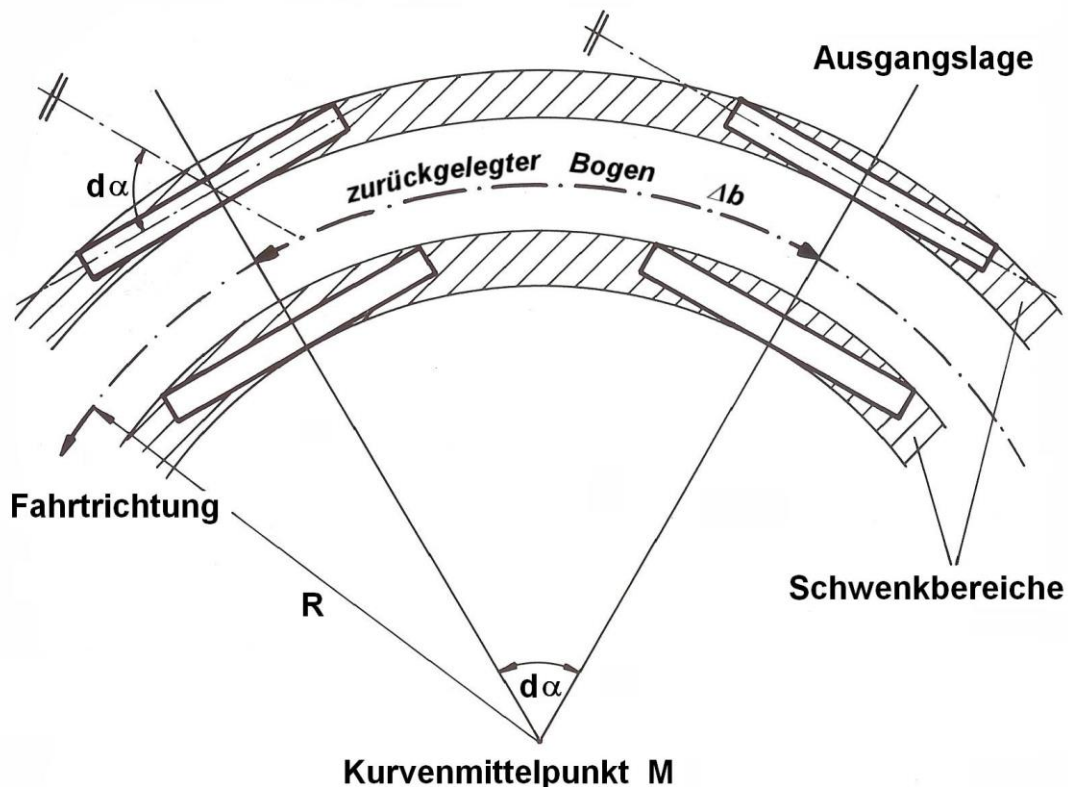


Abb. 2.38: Lenkung mit unterschiedlichen Kettengeschwindigkeiten, Wendemoment

Es entsteht also ein Wendemoment, das bei gleichförmigem Bewegungszustand mit dem Widerstandsmoment - erzeugt zwischen Kette und Boden - im Gleichgewicht steht (vergl. [1], [3]).

Zur Darlegung der Geschwindigkeits-, Kraft- und Leistungsverhältnisse beim Durchfahren verschiedener Kurvenradien dient als dimensionslose Bezugsgröße die *Lenkübersetzung* i_L (vergl. Abb. 2.37).

$$i_L = \frac{R}{s/2} = \frac{\text{theoretischer Kurvenradius}}{\text{halbe Spurweite}} \quad 2/58$$

Die Lenkübersetzung muss also für einen bestimmten theoretischen Kurvenradius im Lenkorgan des Kettenfahrzeugs erzeugt werden.

Wenn ein Kurvenradius so groß wie die halbe Spurweite des Fahrzeugs ist ($R = s/2$), wendet das Fahrzeug um die stillstehende, kurveninnere Kette („Wenden um die kurveninnere Kette“). Wird der Radius kleiner als die halbe Spurweite ($R < s/2$), drehen die Ketten einander entgegengesetzt.

Für den oben erwähnten Eigenkrümmungsradius R_K ist die Lenkübersetzung entsprechend mit

$$i_K = \frac{R_K}{s/2} \quad 2/59$$

definiert. Alle Radien kleiner bis gleich dem Eigenkrümmungsradius ($R \leq R_K$) sind mit dem Lenkgetriebe ansteuerbar, was für die größeren Radien $R > R_K$ nicht mehr exakt gilt. Das bedeutet, dass die Kurvenfahrt genau nur im Bereich $R \leq R_K$ bzw. $i_L \leq i_K$ definiert ist.

Der gesamte Radienbereich, den ein Kettenfahrzeug fahren kann, lässt sich damit in folgenden Abschnitten erfassen:

- $R > R_K, i_L > i_K$: undefiniert, Betrachtung wie bei der Geradeausfahrt;
- $s/2 < R < R_K$:
 $1 < i_L < i_K$: großer Radienbereich, in dem beide Ketten die gleiche Drehrichtung (vorwärts) haben;
- $R = s/2, i_L = 1$: die äußere Kette dreht vorwärts, die innere Kette steht („Wenden um eine Kette“);
- $s/2 > R > 0$,
 $1 > i_L > 0$: die äußere Kette dreht weiter vorwärts, die innere Kette läuft entgegengesetzt mit geringerer Geschwindigkeit;
- $R = 0, i_L = 0$: die Ketten drehen gegenläufig mit betragsmäßig gleicher Geschwindigkeit („Wenden um die Hochachse“).

Als weitere Bezugsgröße wird das *Lenkverhältnis* λ definiert (vergl. Abb. 2.37).

$$\lambda = \frac{l_a}{s} = \frac{\text{Kettenaufgelänge}}{\text{Spurweite}} \quad 2/60$$

bzw. auf plastischer Fahrbahn:

$$\lambda' = \frac{l'_a}{s} \quad 2/61$$

Das Lenkverhältnis ist ein Maß für die Lenkwilligkeit des Fahrzeugs, d.h., es ist entscheidend für die Größe der erforderlichen Kräfte an den Triebrädern bei Kurvenfahrt (vergl. Kapitel 2.3.6). Die Wendewiderstände bauen sich über der Kettenaufgelänge l_a auf, während die beiden Triebradkräfte dagegen am Hebelarm der Spurweite s angreifen.

Mit den Definitionen für die Lenkübersetzung und das Lenkverhältnis, sowie den zu ermittelnden Beziehungen für Geschwindigkeiten, Kräfte und Leistungen an den Kettentriebädern werden die Grundlagen für die Analysen der Kurvenfahrt von Kettenfahrzeugen und den dazu verwendeten Lenkgetrieben geschaffen.

2.3.2 Geschwindigkeiten an den Triebrädern bei Kurvenfahrt

Die Ermittlung wird, wie oben angedeutet, zunächst getrennt für beide Radienbereiche durchgeführt.

2.3.2.1 Geschwindigkeiten im großen Radienbereich $R \geq s/2$ ($i_L \geq 1$)

Wird das Kettenfahrzeug mit der Fahrgeschwindigkeit v_m durch die Kurve mit dem Radius R bewegt, so treten an den Kettentriebädern, wie aus Abb. 2.37 hervorgeht, die Umfangsgeschwindigkeiten v_a und v_i auf, die ohne Berücksichtigung von Schlupf und Elastizitätsverhältnissen gleich den Kettengeschwindigkeiten sind. Die Triebradgeschwindigkeiten lassen sich wie die Geschwindigkeiten der Punkte auf den Mantellinien eines liegenden, abrollenden Kegels ermitteln. Sie unterscheiden sich von der Fahrgeschwindigkeit um den Betrag Δv , so dass gilt:

$$v_a = v_m + \Delta v$$

$$v_i = v_m - \Delta v$$

und

$$\mathbf{v}_m = \frac{\mathbf{v}_a + \mathbf{v}_i}{2} . \quad 2/62$$

Mit Hilfe des Strahlensatzes lässt sich dann für das kurvenäußere Kettentriebrad mit

$$\frac{R}{\mathbf{v}_m} = \frac{R + s/2}{\mathbf{v}_a}$$

die Beziehung

$$\mathbf{v}_a = \mathbf{v}_m \cdot \left(1 + \frac{1}{i_L} \right) \quad 2/63$$

aufstellen.

Für den kurveninneren Kettentrieb gilt analog:

$$\frac{R}{\mathbf{v}_m} = \frac{R - s/2}{\mathbf{v}_i}$$

bzw.

$$\mathbf{v}_i = \mathbf{v}_m \cdot \left(1 - \frac{1}{i_L} \right) . \quad 2/64$$

Subtrahiert man die Gleichung 2/64 von Gleichung 2/63, ergibt sich:

$$i_L = \frac{2 \cdot \mathbf{v}_m}{\mathbf{v}_a - \mathbf{v}_i} .$$

Aus dieser Beziehung wird mit Gleichung 2/62:

$$i_L = \frac{\mathbf{v}_a + \mathbf{v}_i}{\mathbf{v}_a - \mathbf{v}_i} = \frac{R}{s/2} . \quad 2/65$$

Da die Geschwindigkeiten und die Drehzahlen einander proportional sind, gilt mit den Triebraddrehzahlen auch

$$i_L = \frac{n_a + n_i}{n_a - n_i} = \frac{R}{s/2} . \quad 2/66$$

Man erkennt, dass zu jedem Kurvenradius und zu jeder Lenkübersetzung ein konstruktiv festzulegendes Drehzahlverhältnis an den Triebrädern gehört. Weiterhin geht aus den Beziehungen hervor, dass der Kurvenradius bei sonst gleichen Getriebeteilen und Lenkorganen mit zunehmender Spurweite größer wird.

Wendet das Kettenfahrzeug um die kurveninnere Kette, bedeutet das, dass die kurveninnere Geschwindigkeit zu Null und der Kurvenradius gleich der halben Spurweite werden:

$$\mathbf{v}_i = 0 \quad i_L = 1 .$$

Für die Geschwindigkeit des kurvenäußeren Triebrades muss dann also gelten:

$$v_a = 2 \cdot v_m.$$

2.3.2.2 Geschwindigkeiten im kleinen Radienbereich $s/2 \geq R \geq 0$

$$(1 \geq i_L \geq 0)$$

Dieser Radienbereich wird in der Praxis mit den Lenkgetrieben meistens nicht verwirklicht, wohl aber bei hydrostatischen Lenkantrieben z.B. der Pistenraupen.

Zur mathematischen Erfassung dieses Radienbereiches empfiehlt es sich, wie Abb. 2.39 darstellt, eine mittlere Kettengeschwindigkeit v_m' als rechnerische Hilfsgröße zu definieren.

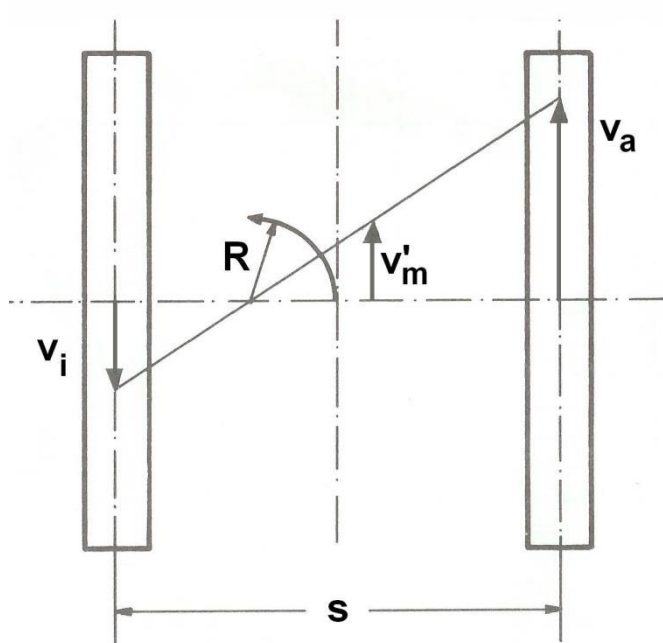


Abb. 2.39: Trieb­rad­ge­schwin­di­gen im klei­nen Ra­di­en­be­reich

Es lässt sich dafür ermitteln:

$$v_m' = \frac{v_a - v_i}{2}.$$

2/67

Mit dem Strahlensatz analog zu obiger Herleitung erhält man dann über

$$\frac{v_a - v_i}{s} = \frac{v_a}{s/2 + R}$$

mit Gleichung 2/67 für das äußere Triebad:

$$\mathbf{v}_a = \mathbf{v}'_m \cdot (i_L + 1) \quad 2/68$$

bzw. entsprechend über

$$\frac{\mathbf{v}_a - \mathbf{v}_i}{s} = \frac{-\mathbf{v}_i}{s/2 - R}$$

für das kurveninnere Triebad

$$\mathbf{v}_i = \mathbf{v}'_m \cdot (i_L - 1). \quad 2/69$$

Daraus errechnet sich die Lenkübersetzung wieder zu (vergl. Gleichungen 2/65 und 2/66):

$$i_L = \frac{\mathbf{v}_a + \mathbf{v}_i}{\mathbf{v}_a - \mathbf{v}_i} = \frac{R}{s/2} \quad 2/70$$

$$i_L = \frac{n_a + n_i}{n_a - n_i} = \frac{R}{s/2} \quad 2/71$$

wobei gilt:

$$\mathbf{v}_i < \mathbf{0} \quad \text{bzw.} \quad n_i < \mathbf{0}.$$

Auch mit diesen Beziehungen lässt sich das „Wenden um eine Kette“ beschreiben. Es ergibt sich mit $i_L = 1$ und $\mathbf{v}_i = \mathbf{0}$ aus den Gleichungen 2/68 und 2/69

$$\mathbf{v}_a = \mathbf{2} \cdot \mathbf{v}'_m.$$

Das bedeutet, dass hier in dieser speziellen Fahrsituation $\mathbf{v}_m = \mathbf{v}'_m$ gilt.

Für das „Wenden um die Hochachse“, d.h. $i_L = 0$ bzw. $R = 0$, erhält man mit den Gleichungen 2/68 und 2/69

$$\mathbf{v}_a = \mathbf{v}'_m \quad \text{und} \quad \mathbf{v}_i = -\mathbf{v}'_m$$

also auch $\mathbf{v}_a = |\mathbf{v}_i| = \mathbf{v}'_m$.

2.3.2.3 Darstellung der bezogenen Triebadgeschwindigkeiten

Die Aussagen, die mit Hilfe der Beziehungen für die Triebadgeschwindigkeiten gemacht werden können, lassen sich übersichtlich im Diagramm Abb. 2.40 veranschaulichen. Dabei werden die kurvenäußere und kurveninnere Geschwindigkeit als Größen, bezogen auf die mittlere Triebadgeschwindigkeit, die der mittleren Kettengeschwindigkeit entspricht, dargestellt. Im großen Radienbereich entspricht die mittlere Kettengeschwindigkeit der Fahrgeschwindigkeit, im kleinen Radienbereich nicht.

Wie Abb. 2.41 zeigt, erzeugt die Summe der differenziell kleinen Kräfte dF_W das Wendewiderstandsmoment M_W , aus dem dann der gesamte Wendewiderstand F_W ermittelt werden kann.

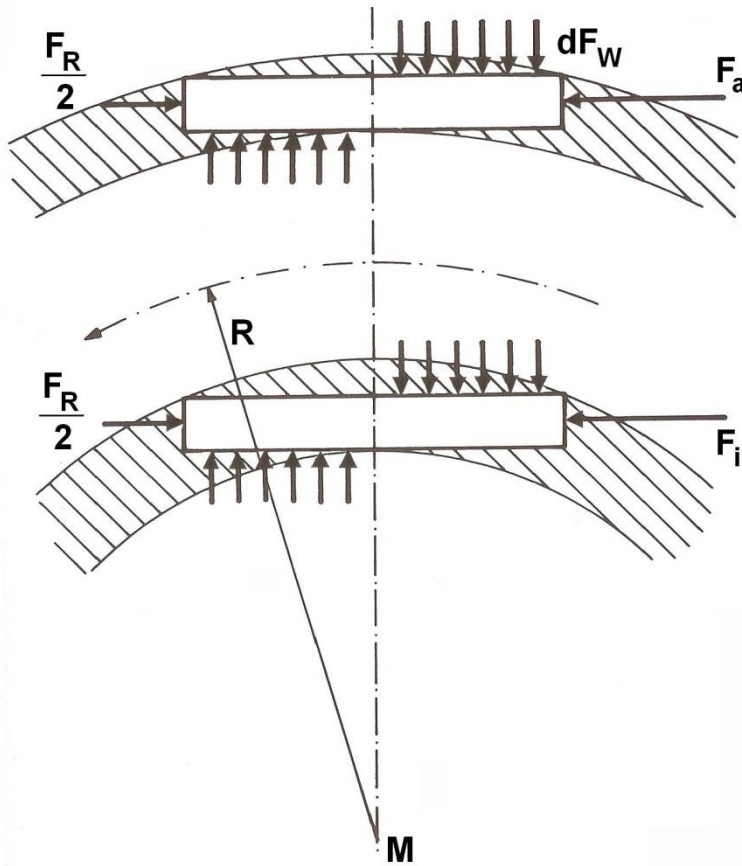


Abb. 2.41: Wendevorgang

Die Rollwiderstandsanteile der Ketten ergeben auf Grund der in Kapitel 2.3.1 festgelegten Vereinfachungen:

$$F_{aR} = F_{iR} = \frac{F_R}{2}. \quad 2/74$$

Sie werden hier als konstant angesehen. Sie erhöhen sich aber bei Kurvenfahrt zumindest in dem Anteil der Spurreibung (vergl. Kapitel 2.2.2.4.2).

2.3.3.1 Kräfte an den Triebrädern im großen Radienbereich $R \geq s/2$

$$(i_L \geq 1)$$

Es müssen nun zunächst die Wendewiderstände beider Ketten ermittelt werden, die sich nach den in Kapitel 2.3.1 angegebenen Voraussetzungen und nach Abb. 2.42 aus dem Wendewiderstandsmoment herleiten lassen:

$$F_{aW} = \frac{M_W}{s} \quad 2/75$$

$$F_{iW} = -\frac{M_W}{s} \quad 2/76$$

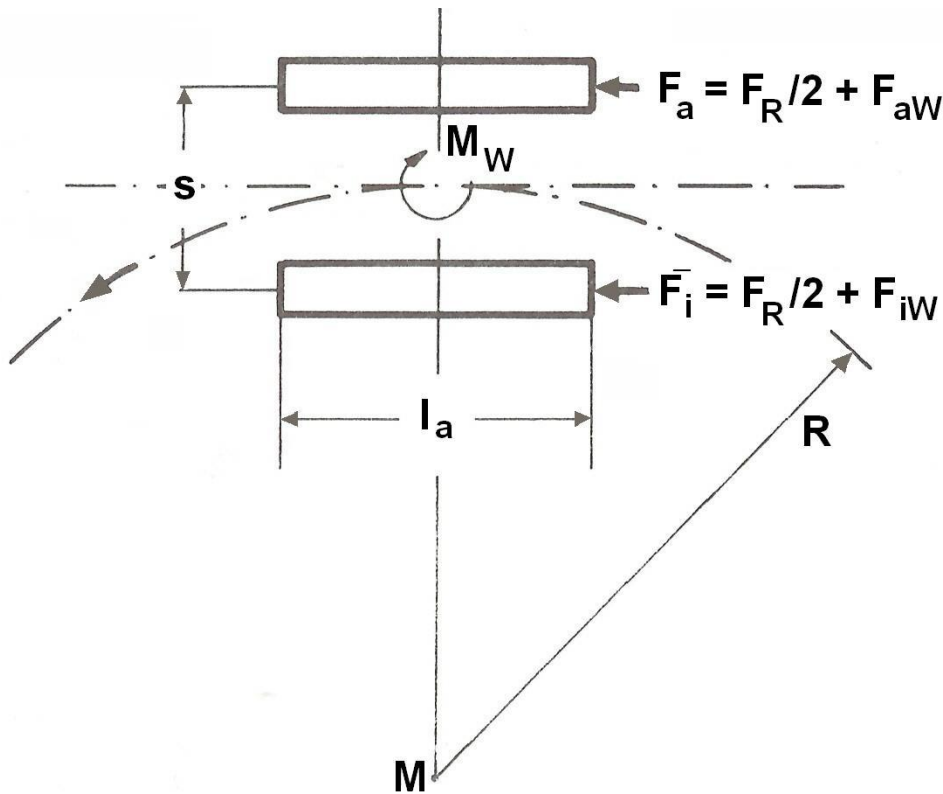


Abb. 2.42: Antriebskräfte beim Wendevorgang

Das Wendewiderstandsmoment M_W wird durch Integration über die Kettenauflagelänge l_a bestimmt. Aus Abb. 2.43 ist die Beziehung

$$\frac{M_W}{4} = \int_0^{l_a/2} l \cdot dF_W \quad 2/77$$

ersichtlich.

Für den differenziell kleinen Wendewiderstandsanteil kann man schreiben:

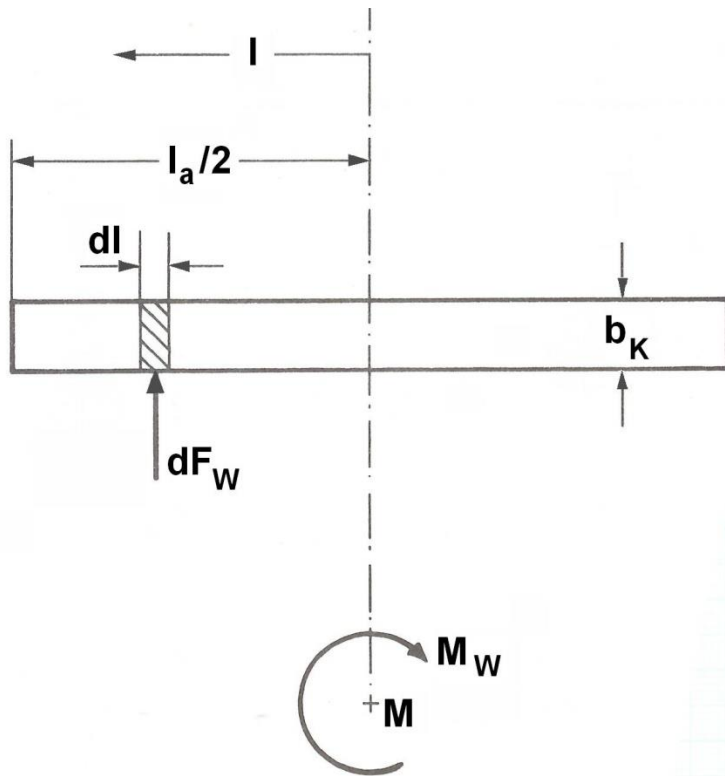
$$dF_W = dF_N \cdot f_W \quad 2/78$$

Mit dem Wendewiderstandsbeiwert f_W (vergl. Kapitel 2.3.5) und der Normalkraft

$$dF_N = p_o \cdot b_K \cdot dl \quad 2/79$$

wird daraus

$$dF_W = f_W \cdot p_o \cdot b_K \cdot dl \quad .$$

Abb. 2.43: Ermittlung des Wendewiderstandsmomentes M_W

Diese Gleichung eingesetzt in Gleichung 2/77 führt zu dem Zwischenergebnis

$$M_W = 4 \cdot f_W \cdot p_o \cdot b_K \cdot \int_0^{l_a/2} l \cdot dl$$

und durch Integration und gleichzeitiges Einsetzen der Gleichung 2/2

$$p_o = \frac{F_G}{2 \cdot b_K \cdot l_a}$$

zu

$$M_W = f_W \cdot \frac{F_G}{2} \cdot \frac{l_a}{2} = f_W \cdot \frac{F_G \cdot l_a}{4}.$$

2/80

Diese Beziehung wird in die Gleichungen 2/75 und 2/76 unter Berücksichtigung der Definition für das Lenkverhältnis (Gleichung 2/60) eingesetzt:

$$F_{aW} = \frac{F_G}{2} \cdot \frac{f_W \cdot \lambda}{2}$$

$$F_{iW} = -\frac{F_G}{2} \cdot \frac{f_W \cdot \lambda}{2}.$$

Die gesuchten Triebbradkräfte erhält man durch Einsetzen in die Gleichungen 2/72 und 2/73, wobei die Gleichung 2/74 gleich mit einbezogen wird:

$$F_a = \frac{F_G}{2} \cdot \left(f_R + \frac{f_W \cdot \lambda}{2} \right)$$

2/81

$$F_i = \frac{F_G}{2} \cdot \left(f_R - \frac{f_W \cdot \lambda}{2} \right)$$

2/82

2.3.3.2 Kräfte an den Triebrädern im kleinen Radienbereich $s/2 \geq R \geq 0$ ($1 \geq i_L \geq 0$)

In diesem Radienbereich haben die beiden Ketten entgegengesetzte Drehrichtung. Damit ist auch der Anteil des Rollwiderstandes der kurveninneren Kette dem der kurvenäußeren entgegengesetzt gerichtet (Abb. 2.44).

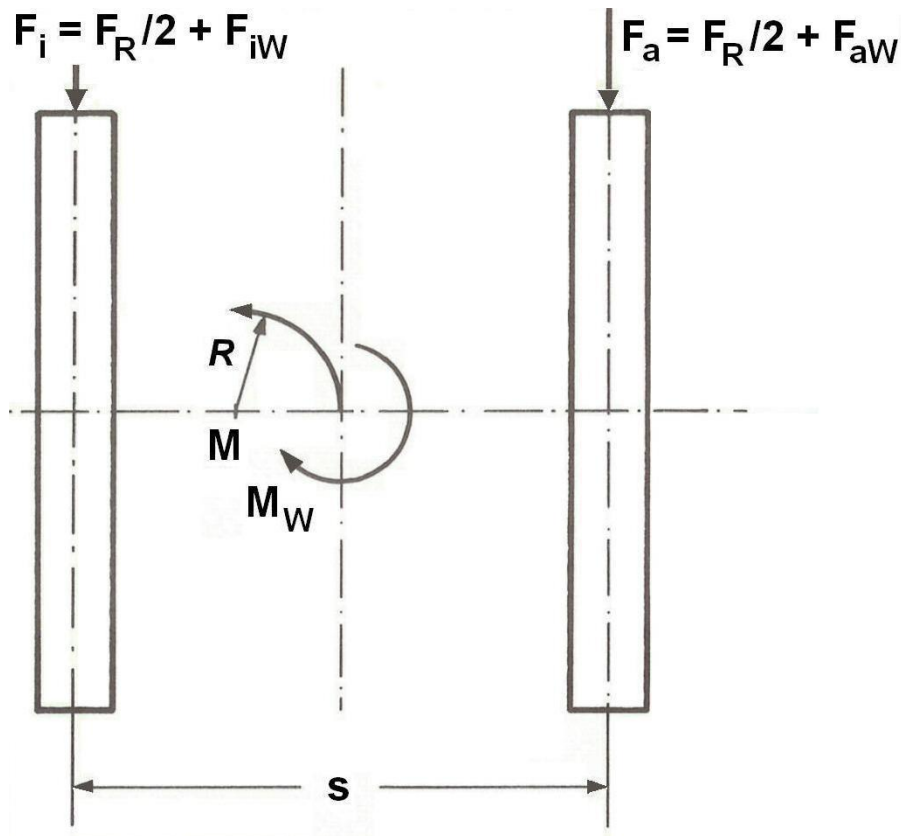


Abb. 2.44: Antriebskräfte beim Wendevorgang im kleinen Radienbereich

Es gilt also:

$$F_{aR} = \frac{F_R}{2}$$

2/83

$$F_{iR} = -\frac{F_R}{2}. \quad 2/84$$

Die Wendewiderstandsanteile ergeben sich genau wie in Kapitel 2.3.3.1 ermittelt entsprechend den Gleichungen 2/81 und 2/82. Man erhält also für die Triebbradkräfte mit den Beziehungen 2/83, 2/84 und 2/81, 2/82:

$$F_a = \frac{F_G}{2} \cdot \left(f_R + \frac{f_W \cdot \lambda}{2} \right) \quad 2/85$$

$$F_i = -\frac{F_G}{2} \cdot \left(f_R + \frac{f_W \cdot \lambda}{2} \right). \quad 2/86$$

Die Triebbradkraft F_i ist also der Vortriebskraft F_a im kleinen Radienbereich dauernd entgegengerichtet. Die Triebbradkraft und die Geschwindigkeit der kurveninneren Kette sind gleichgerichtet. Das bedeutet, dass die Triebbradkraft F_i im untersuchten Bereich ebenfalls eine Vortriebskraft darstellt.

2.3.3.3 Darstellung der bezogenen Kräfte an den Triebrädern

Es ergibt sich für ein Fahrzeug mit dem Lenkverhältnis $\lambda = 1,57$ die Darstellung in Abb. 2.45. Dabei ist ein Boden mit einem Wendewiderstandsbeiwert für das „Wenden um die Hochachse“ von $f_{W0} = 1,2$ (vergl. Kapitel 2.3.5) und einem Rollwiderstandsbeiwert von $f_R = 0,05$ zu Grunde gelegt.

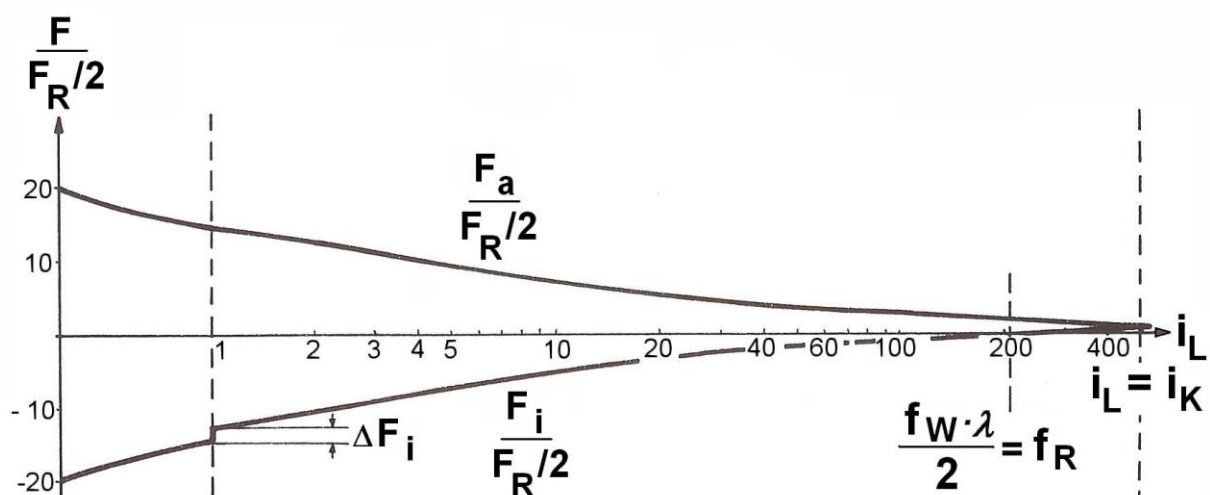


Abb. 2.45: Bezogene Triebbradkräfte

Die Triebradkräfte werden dazu auf die Rollwiderstandsanteile der jeweiligen Kette bezogen, so dass man direkt ablesen kann, um wie viel größer die Triebradkräfte in der Kurve gegenüber der Geradeausfahrt werden. Dabei ist allerdings vereinfachend angenommen, dass sich dann der Rollwiderstand bei der Kurvenfahrt nicht ändert. Tatsächlich ist dies nur geringfügig der Fall (vergl. oben).

Man erkennt also aus Abb. 2.45, dass beim „Wenden um die Hochachse“ die größten Triebradkräfte entstehen, im Beispiel etwa das 20-fache der Geradeausfahrt (vergl. Kapitel 2.3.5). Die Unstetigkeitsstelle beim „Wenden um eine Kette“ ($i_L = 1$) ist auch hier erkennbar. Dabei entsteht im Verlauf der kurveninneren Triebradkraft F_i aufgrund der Bewegungsumkehr ein Sprung von

$$\Delta F_i = F_R,$$

wie durch Subtraktion der Gleichungen 2/82 und 2/86 nachgewiesen werden kann.

Im Bereich $i_L < 1$ ist die kurveninnere Triebradkraft negativ, wie auch die kurveninnere Geschwindigkeit. Sie stellt aber demnach eine Vortriebskraft dar. Über nahezu den gesamten großen Radienbereich ist die kurveninnere Triebradkraft F_i negativ, d.h., sie wirkt bremsend und das Fahrzeug muss durch die kurvenäußere Triebradkraft F_a vorwärts gezwungen werden. Im Nulldurchgang bei $i_L = 1$ der kurveninneren Triebradkraft gilt:

$$f_R = \frac{f_W \cdot \lambda}{2}. \quad 2/87$$

Bei dieser Lenkübersetzung läuft die kurveninnere Kette kräftefrei mit.

Zu größeren Lenkübersetzungen hin wirkt dann die kurveninnere Triebradkraft ebenfalls vorwärtstreibend. Sie ist positiv.

Ab $i_L = i_K$ setzt praktisch die Geradeausfahrt ein, und die Triebradkräfte müssen definitionsgemäß nur noch den Rollwiderstand überwinden.

Im Anhängetrieb ist dieser Betrachtung der Anhängewiderstand F_{An} (vergl. Kapitel 2.2.3.5) zu überlagern, so dass sich der Nulldurchgang (entsprechend der Gleichung 2/87) zu kleineren Lenkübersetzungen verschieben kann.

Die hier so ermittelten Antriebskräfte (Triebrad-) sind nur vom gefahrenen Kurvenradius und von den Bodenverhältnissen abhängig. In der Realität werden sie aber auch von der Fliehkraft (Querbeschleunigung) beeinflusst. Untersuchungen haben ergeben, dass die kurvenäußere Antriebskraft F_a zu den kleineren Radien (entsprechend kleinere Lenkübersetzung) hin mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit gegenüber der Darstellung in Abb. 2.45 nicht mehr so stark ansteigt und die kurveninnere Antriebskraft

F_i entsprechend abnimmt. Die Kurven laufen jeweils auf konstante Werte hin, da die Fliehkraft den Lenkvorgang in diesem Bereich unterstützt (vergl. [7] und [20]). Allerdings müssen die Fahrzeuge für diese Fahrmanöver, die bezüglich ihrer geringen Radiengröße gepaart mit einer höheren Geschwindigkeit selten gefahren werden, entsprechend drehmomentstark sein. Im übrigen Radienbereich überwiegt der Einfluss des gefahrenen Radius' (der Lenkübersetzung) eindeutig.

Gegenüber den ermittelten Gleichungen 2/81, 2/82 und 2/85, 2/86 ist im realen Fahrbetrieb der Rollwiderstand bei Kurvenfahrt größer und nimmt mit enger werdendem Kurvenverlauf zu. Das ist auf den größeren Laufwerkswiderstand F_{wi} zurückzuführen. Dabei erhöht sich vor allem der Anteil der Spurreibung F_{RS} . Außerdem verstärken die für die Kurvenfahrt zusätzlich erforderlichen Antriebskräfte ihrerseits die innere Kettenzugkraft F_{ZKi} , die ja Anteile des Laufwerkswiderstandes beeinflusst (vergl. Kapitel 2.2.2.2.3 und 2.2.2.3).

2.3.3.4 Kräfte an den Triebrädern auf fester Fahrbahn

Bisher wurde mit gleichmäßig über der Kettenauflagelänge verteiltem Bodendruck gerechnet. Dies ist im Grunde aber nur auf nachgiebiger Fahrbahn annähernd zulässig, da hier die Kette lastverteilend wirken kann. D.h., die Einzellasten der Laufrollen können sich ausgleichen (Abb. 2.46 oben). Auf fester Fahrbahn dagegen muss mit den Einzellasten der Laufrollen bzw. -rädern (Abb. 2.46 unten) gerechnet werden.

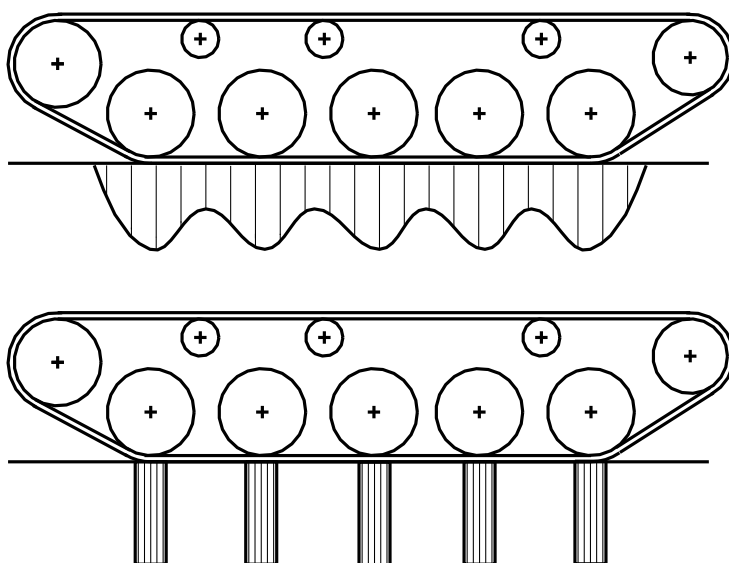


Abb. 2.46: Bodendruckverteilung auf plastischer und fester Fahrbahn (vereinfachte Darstellung)

Bei einem Fahrzeug mit fünf Laufrollen je Seite und gleichmäßiger Lastverteilung auf den Laufrollen, trägt jede Rolle $1/10 F_G$. Daraus ergibt sich nun für das Wendewiderstandsmoment auf fester Fahrbahn (analog zu Abb. 2.43):

$$\frac{M_W}{4} = F_{WRolle} \cdot \frac{l_a}{2} + F_{WRolle} \cdot \frac{l_a}{4} = F_{WRolle} \cdot \frac{3 \cdot l_a}{4}$$

mit F_{WRolle} = Wendewiderstand je Laufrolle

$$\rightarrow M_W = F_{WRolle} \cdot 3 \cdot l_a$$

$$M_W = \frac{3}{10} \cdot F_G \cdot f_W \cdot l_a \cdot$$

2/88

Man muss dieses Ergebnis mit der Gleichung 2/80

$$M_W = \frac{1}{4} \cdot F_G \cdot f_W \cdot l_a$$

vergleichen, die unter den in Kapitel 2.3.1 getroffenen Vereinfachungen ermittelt wurde und angenähert auf die Verhältnisse der plastischen Fahrbahn angewendet werden kann. Dabei ist zu erkennen, dass der Wendevorgang eines Kettenfahrzeugs unter Umständen auf fester Fahrbahn durchaus schwerer durchführbar sein kann als auf plastischer. Diese gilt besonders bei Fahrzeugen mit kleiner Laufrollenzahl (vergl. auch Kapitel 2.1.2.1).

Für den allgemeinen Fall bedeutet das auch, dass durch eine ungleichmäßige Kettenbelastung durch die einzelnen Laufrollenlasten die Triebkräfte zur Überwindung der Wendewiderstände größer werden müssen.

2.3.4 Leistungen an den Triebrädern bei Kurvenfahrt

Durch Multiplikation der Beziehungen für die Triebkräfte und die Geschwindigkeiten erhält man die zugehörigen Leistungen.

2.3.4.1 Leistungen an den Triebrädern im großen Radienbereich $R \geq s/2$

$$(i_L \geq 1)$$

Aus $P_a = F_a \cdot v_a$ bzw. $P_i = F_i \cdot v_i$ ergibt sich durch Einsetzen der Gleichungen 2/81 bzw. 2/82 und 2/63 bzw. 2/64:

$$P_a = \frac{F_G}{2} \cdot v_m \cdot \left(f_R + \frac{f_W \cdot \lambda}{2} \right) \cdot \left(1 + \frac{1}{i_L} \right)$$

2/89

$$P_i = \frac{F_G}{2} \cdot v_m \cdot \left(f_R - \frac{f_W \cdot \lambda}{2} \right) \cdot \left(1 - \frac{1}{i_L} \right). \quad 2/90$$

2.3.4.2 Leistungen an den Triebrädern im kleinen Radienbereich

$$s/2 \geq R \geq 0 \quad (1 \geq i_L \geq 0)$$

Analog zu Kapitel 2.3.4.1 werden die Beziehungen mit Hilfe der Gleichungen 2/85 bzw. 2/86 und 2/68 bzw. 2/69 hergeleitet:

$$P_a = \frac{F_G}{2} \cdot v_m' \cdot \left(f_R + \frac{f_W \cdot \lambda}{2} \right) \cdot (1 + i_L) \quad 2/91$$

$$P_i = \frac{F_G}{2} \cdot v_m' \cdot \left(f_R + \frac{f_W \cdot \lambda}{2} \right) \cdot (1 - i_L). \quad 2/92$$

2.3.4.3 Darstellung der bezogenen Leistungen an den Triebrädern

Wie im Kapitel 2.3.3.3 ist es auch hier zweckmäßig mit bezogenen Größen zu arbeiten, so dass man die bezogenen Leistungen für die Kurvenfahrt als ein Vielfaches der für Geradeausfahrt benötigten Leistung aus dem Diagramm Abb. 2.47 ablesen kann. Die Triebbradleistungen sind dazu auf die gesamte Rollwiderstandsleistung bezogen.

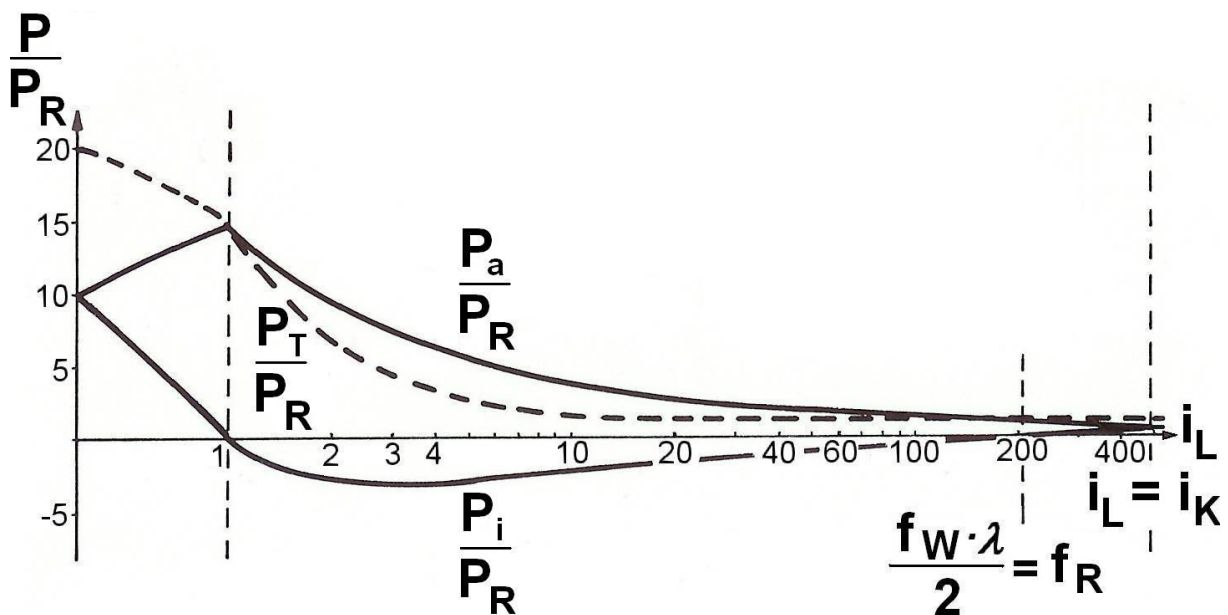


Abb. 2.47: Bezogene Triebbradleistungen

Sie lässt sich rechnerisch mit Hilfe der Gleichungen 2/89 und 2/90 darstellen, indem die beiden Leistungen zur gesamten Antriebsleistung (Triebad-) zusammengefasst werden:

$$P_T = P_a + P_i \quad 2/93$$

und zwar

$$P_T = \frac{F_G}{2} \cdot v \cdot \left(f_R + \frac{f_W \cdot \lambda}{2} \right) \cdot \left(1 + \frac{1}{i_L} \right) + \frac{F_G}{2} \cdot v \cdot \left(f_R - \frac{f_W \cdot \lambda}{2} \right) \cdot \left(1 - \frac{1}{i_L} \right)$$

$$P_T = F_G \cdot v \cdot f_R + F_G \cdot v \cdot \frac{f_W \cdot \lambda}{2} \cdot \frac{1}{i_L} + \left(\frac{F_G}{2} \cdot v \cdot f_R \cdot \frac{1}{i_L} + \frac{F_G}{2} \cdot v \cdot \frac{f_W \cdot \lambda}{2} \right) - \left(\frac{F_G}{2} \cdot v \cdot f_R \cdot \frac{1}{i_L} + \frac{F_G}{2} \cdot v \cdot \frac{f_W \cdot \lambda}{2} \right)$$

verkürzt

$$P_T = F_G \cdot v \cdot f_R + F_G \cdot v \cdot \frac{f_W \cdot \lambda}{2} \cdot \frac{1}{i_L} + A - B$$

Hierin ist der negative Term B die von der kurveninneren Kette aufgenommene Blindleistung, die dem Fahrzeug in Form des gleichgroßen, positiven Terms A zugeführt wird. Rechnerisch heben sich diese Anteile gegenseitig auf, so dass sich für die gesamte Antriebsleistung (Triebad-) ergibt:

$$P_T = F_G \cdot v_m \cdot \left(f_R + \frac{f_W \cdot \lambda}{2 \cdot i_L} \right) \quad 2/94$$

2.3.4.4 Gesamte für die Kurvenfahrt an den Triebädern erforderliche Leistung

Im Diagramm Abb. 2.47 ist zusätzlich noch die Kurve (gestrichelt)

$$\frac{P_T}{P_R} = f(i_L)$$

für die gesamte Antriebsleistung P_T an den Triebädern eingezeichnet. Sie ergibt sich (wie in Kapitel 2.3.4.3 für den großen Radbereich $R \geq s/2$ ($i_L \geq 1$) beschrieben) aus der Addition der Leistungen am kurvenäußeren (Gleichungen 2/89 bzw. 2/91) und kurveninneren (Gleichungen 2/90 bzw. 2/92) Triebad:

$$P_T = P_a + P_i, \quad 2/93$$

für den großen Radbereich $R \geq s/2$ ($i_L \geq 1$) nochmals aufgeführt:

$$P_T = F_G \cdot v_m \cdot \left(f_R + \frac{f_W \cdot \lambda}{2 \cdot i_L} \right) \quad 2/94$$

und für den kleinen Radienbereich $s/2 \geq R \geq 0$ ($1 \geq i_L \geq 0$):

$$P_T = F_G \cdot v_m' \cdot \left(f_R + \frac{f_W \cdot \lambda}{2} \right). \quad 2/95$$

Andererseits kann man für die Kurvenfahrt im großen Radienbereich die gesamte Triebbradleistung auch als die Summe aus einem Anteil für die Geradeausfahrt und einem für den Wendevorgang

$$P_T = P_R + P_W \quad 2/96$$

mit der *Rollwiderstandsleistung*

$$P_R = F_G \cdot v_m \cdot f_R \quad 2/97$$

und der *Wendewiderstandsleistung*

$$P_W = F_G \cdot v_m \cdot \frac{f_W \cdot \lambda}{2 \cdot i_L} \quad 2/98$$

definieren.

2.3.5 Wendewiderstandsbeiwert f_W

Die Gleitbewegung zwischen Kette und Boden nimmt mit kleiner werdendem Radius zu, um im Bereich „Wenden um eine Kette“ und „Wenden um die Hochachse“ Höchstwerte zu erreichen (vergl. Kapitel 2.3.1). Diese Verhältnisse werden mit Hilfe des Wendewiderstandsbeiwertes f_W erfasst. In ihm müssen dann die Abhängigkeiten von Bodenart und -zustand, Kettenart und -zustand, Laufwerksart und gefahrenem Kurvenradius bzw. Lenkübersetzung enthalten sein. So muss der Wendewiderstandsbeiwert neben der Reibung zwischen Kette und Boden (Reibbeiwert μ_{KB} , vergl. Kapitel 2.1.1.1) auch die Verhältnisse bei eingesunkenen Ketten ($t_g > 0$) erfassen. D.h. die Arbeit zum Abscheren des den Ketten im Wege stehenden Bodenvolumens und die Arbeit, dieses weiterzuschieben (abhängig vom inneren Reibungswinkel des Bodens ρ), werden mit dem Wendewiderstandsbeiwert beschrieben. Messungen von Büttner und Renk mit einem Versuchsfahrzeug mit Stahlgleisketten ergaben auf verschiedenen Bodenarten das folgende Bild (Abb. 2.49).

Die rechnerische Erfassung erfolgt nach [15] mit den bisher festgelegten Vereinfachungen mit:

$$f_W = \frac{f_{W0}}{\left(1 + \frac{R}{s/2}\right)^n} \cdot \left(1 - \frac{R}{R_K}\right) \quad 2/99$$

bzw.

$$f_W = \frac{f_{W0}}{(1+i_L)^n} \cdot \left(1 - \frac{i_L}{i_K}\right) \quad (\text{siehe Abb. 2.50}).$$

2/100

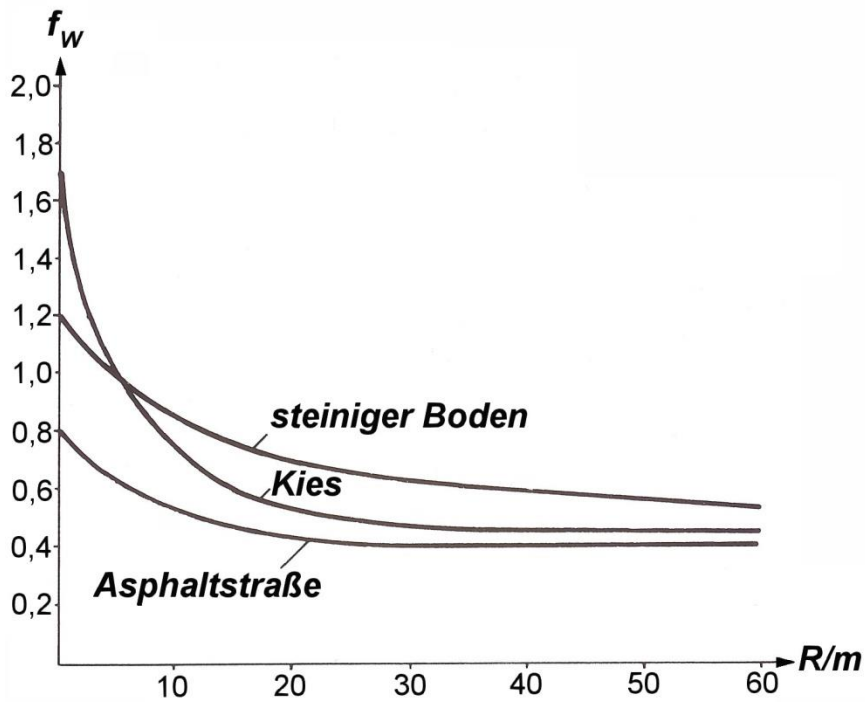


Abb. 2.49: Wendewiderstandsbeiwert (nach: Büttner, Renk)

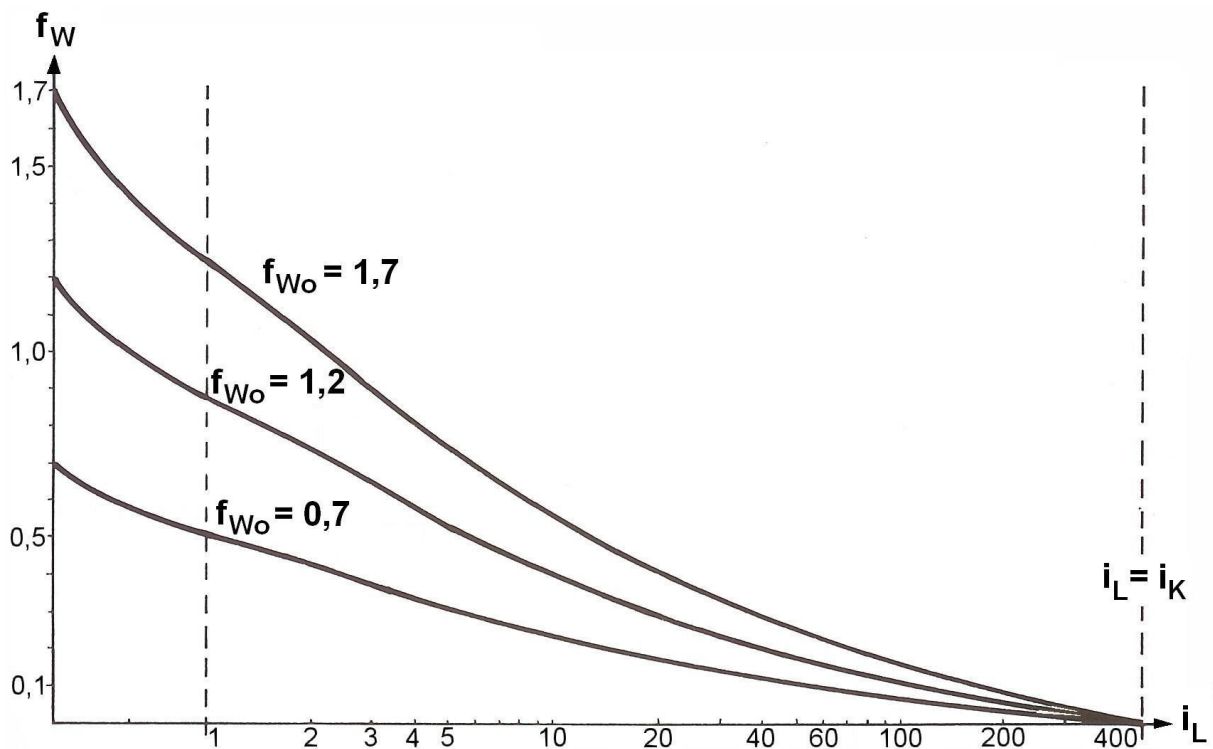


Abb. 2.50: Wendewiderstandsbeiwert

Dabei bedeuten:

- f_{w0} : Wendewiderstandsbeiwert beim „Wenden um die Hochachse“. Hierin ist der Einfluss der Einsinktiefe enthalten. Mit guter Näherung kann er aus Abb. 2.50 entnommen werden.
- Exponent n : sogenannter Kettenspannungsexponent. Er liegt im Bereich von 0,2 bis 0,5 und muss empirisch ermittelt werden.
Bei großer Kettenspannung ist er größer, womit auch der Wendewiderstandsbeiwert auf plastischer Fahrbahn kleiner wird, denn bei starker Kettenspannung wird der effektive Bodendruck gleichmäßiger über die Kettenauflagelänge verteilt. Die Annahme des konstanten Kettenspannungsexponenten führt gegenüber praktischen Versuchen zu Abweichungen (abhängig von der Art des Kettenspanners, vergl. auch Kapitel 5.2.2.2).
- Faktor $(1 - i_L / i_K)$: berücksichtigt die Eigenkrümmung der Kette auf Grund des Spiels usw. (vergl. Kapitel 2.3.1) und damit die Erfahrung, dass der Wendewiderstand schon bei Radien $R \ll \infty$ gegen Null geht.

Für ein Kettenfahrzeug ergeben sich mit den Daten:

Lenkübersetzung $i_K = 500$ (R_K im Versuch ermittelt)

Spurweite $s = 2,7$ m

Kettenspannungsexponent $n = 0,45$

mit der Gleichung 2/100 die Diagramme Abb. 2.50 und 2.51.

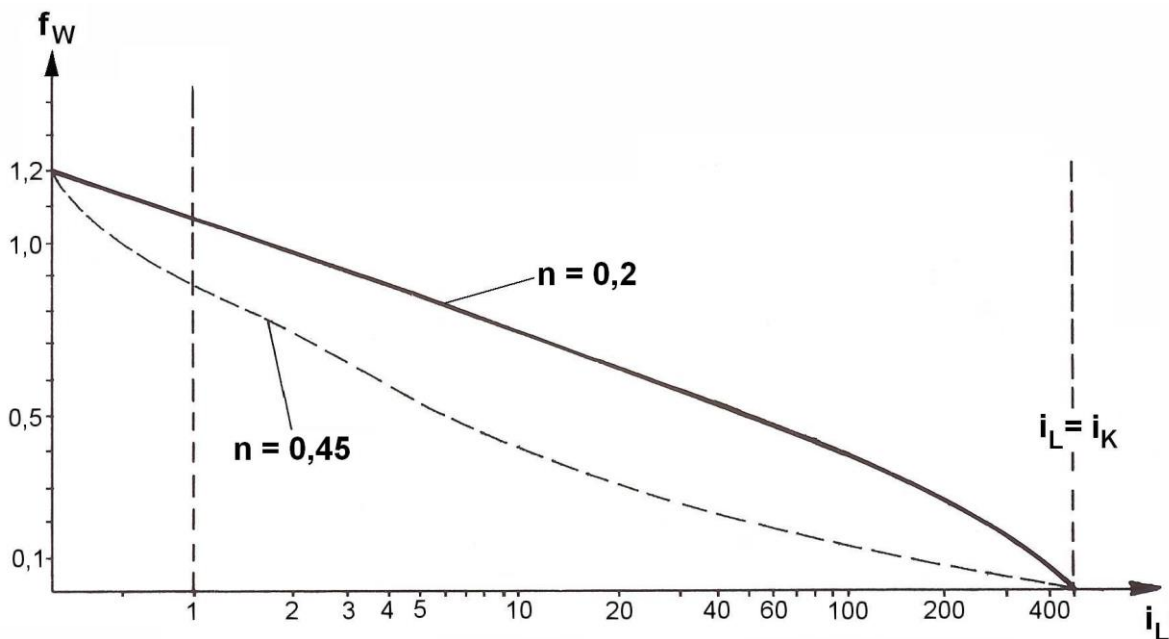


Abb. 2.51: Wendewiderstandsbeiwert für $f_{w0} = 1,2$, $\lambda = 1,5$, $f_R = 0,05$

Die Darstellung in Abb. 2.51 enthält zusätzlich die Kurve für einen Exponenten $n = 0,2$. Sie zeigt den nicht unerheblichen Einfluss des Kettenspannungsexponenten (vergl. auch Kapitel 2.2.2.2).

Als Anhaltswerte kann man den Wendewiderstandsbeiwert für das „Wenden um die Hochachse“ mit

- $f_{w0} \approx 0,6$ bis $0,8$ für Fahrten auf fester Fahrbahn,
- $f_{w0} \approx 1,2$ für Fahrten in mittelschwerem Gelände,
- $f_{w0} \approx 1,7$ bis $1,8$ für schwereres Gelände annehmen.

Die Auswirkungen der Fahrgeschwindigkeit werden mit der Gleichung 2/99 bzw. 2/100 nicht erfasst. Wegen des geringeren Geschwindigkeitsniveaus ist der Einfluss im Gelände vernachlässigbar. Hier ist die Einsinktiefe von Bedeutung. Auf Asphalt- und Betonfahrbahnen ist der Einfluss dagegen vorhanden. Auch die Kettenart, Polster- oder Stahlkette, sind nicht erfasst.

Bei bekannten Antriebsmomenten an den beiden Triebrädern kann mit Hilfe der Gleichung 2/81, 82 der Wendewiderstandsbeiwert mit

$$f_W = \frac{2 \cdot (M_{Ta} - M_{Ti})}{F_G \cdot \lambda \cdot r_T} \quad 2/101$$

ermittelt werden (vergl. [7]).

Mit Gleichung 2/99 bzw. 2/100 ist der Wendewiderstandsbeiwert für das „Wenden um eine Kette“ ($i_L = 1$) geringer als er in der Praxis tatsächlich ist. Hier wird die kurveninnere Kette auf der Stelle gedreht, was zu höheren Wendewiderständen führt als in allen anderen Fällen, bei denen die Ketten um einen Kurvenmittelpunkt abrollen (so auch beim „Wenden um die Hochachse“). Das zeigen auch die Versuche an der Universität der Bundeswehr Hamburg (Helmut-Schmidt-Universität; [7], [8], [9]; vergl. auch Kapitel 2.3.7.5 und 2.3.3.3), die zu dem Ergebnis kommen, dass sich bei sehr kleinen Radien der Wendewiderstand im Gegensatz zur Gleichung 2/99 bzw. 2/100 und Abb. 2.50 nicht mehr erhöht, sondern ungefähr konstant bleibt. Man kann dieser Tatsache dadurch Rechnung tragen, indem man für den kleinen Radienbereich ($0 \leq i_L \leq 1$) den Wendewiderstandsbeiwert für das „Wenden um die Hochachse“ $f_{w0} = \textit{konstant}$ verwendet und dann für den großen Radienbereich ($1 \leq i_L \leq i_K$) statt der Gleichung 2/100 (analog Gleichung 2/99) die Gleichung 2/101a benützt:

$$f_W = \frac{f_{w0}}{i_L^n} \cdot \left(1 - \frac{i_L}{i_K} \right). \quad 2/100a$$

Die Versuche der Universität der Bundeswehr Hamburg (Helmut-Schmidt-Universität, [7]) wurden mit Polsterketten auf fester Fahrbahn (Beton) bei kleiner Fahrgeschwindigkeit durchgeführt. Für Fahrten auf plastischer Fahrbahn wurden keine Untersuchungen angestellt.

Auf fester Fahrbahn wurde auch der Einfluss der Kettenspannung untersucht, der mit der Gleichung 2/99 bzw. 2/100 offensichtlich nur unvollkommen ermittelt werden kann. In der Realität ist der Kettenspannungsexponent nicht konstant, sondern nimmt mit dem Kurvenradius zu. Die höhere Kettenspannung (höherer Exponent) behindert das „Atmen“ der Kette (vergl. Kapitel 2.1). Die Art des Kettenspanners spielt auch hinein. Das verwendete Versuchsfahrzeug hat einen hydraulischen Kettenspanner (vergl. Kapitel 5.2.2.2, Abb. 5.10). Auch die Polster der Ketten beeinflussen auf fester Fahrbahn den Wendewiderstand. Dabei spielen die Gummimischung und Temperatur eine Rolle, sowie die vertikale Belastung der Polster (Flächenpressung). Die Polster werden bei kleinen Radien stärker verformt, gewalzt und tragen so zu größerem Wendewiderstand bei. Auf plastischer Fahrbahn ist der Einfluss der Polster dann sekundär. Hier ist die Form wichtiger. Bei höheren Fahrgeschwindigkeiten kommt noch der Einfluss der dynamischen Kettenvorspannung hinzu.

Die Werte für den Wendewiderstandsbeiwert sind im großen Radienbereich demnach bei den kleinen Lenkübersetzungen größer, um dann zu den größeren Lenkübersetzungen hin kleinere Werte als mit den Gleichungen zu erreichen. Diese Einflüsse erfasst die vereinfachende Gleichung 2/99 bzw. 2/100 nicht. Für Trendaussagen ist sie ausreichend, für exakte Untersuchungen muss sie entsprechend den vorhandenen Randbedingungen modifiziert werden (vergl. Kapitel 2.3.7). Letzteres trifft auch für die Gleichungen für die Triebbradgeschwindigkeiten, -kräfte und -leistungen zu.

2.3.6 Lenkwilligkeit eines Kettenfahrzeugs

Lenkwilligkeit bedeutet, dass ein Fahrzeug mit einem kleinen Lenkverhältnis einen bestimmten Kurvenradius mit einer bestimmten Geschwindigkeit mit geringerem Leistungsbedarf, entsprechend geringeren, erforderlichen Triebbradkräften durchfahren kann als ein gleiches Fahrzeug mit einem größeren Lenkverhältnis. Das Fahrzeug mit dem kleineren Lenkverhältnis stellt bei der Kurvenfahrt geringere Anforderungen an die Kraftübertragung auf die Fahrbahn, sprich Kettengriffigkeit μ_R .

Die Triebbradkräfte F_a und F_i greifen mit dem Hebelarm der Spurweite s an. Dem steht dann das Wendewiderstandsmoment M_W , das sich über die Kettenaufgelänge l_a aufbaut, gegenüber, wie es aus Abb. 2.41 und den Gleichungen 2/75, 2/76 hervorgeht.

Man kann also das Lenkverhältnis λ (vergl. Gleichung 2/60 bzw. 2/61), das in die obigen Beziehungen für die Triebbradkräfte eingegangen ist, als Kriterium für die Lenkwilligkeit heranziehen.

Die Triebbradkraft der kurvenäußeren Kette stellt, da sie in jedem Fall die größere ist, die größten Anforderungen an die Kettengriffigkeit

$$F_a \leq \mu_R \cdot \frac{F_G}{2} . \quad 2/102$$

Als für die Kurvenfahrt erforderliche Kraft, stellt sie sich dar als:

$$F_a = \frac{F}{2} \cdot \left(f_R^* + \frac{f_W \cdot \lambda}{2} \right) \quad 2/103$$

mit dem Rollwiderstandsbeiwert f_R^* , der hier nur die Anteile umfasst, die die Kettengriffigkeit beanspruchen. D.h., er entsteht nur durch die äußeren Fahrwiderstände. Aus den Gleichungen 2/102 und 2/103 ergibt sich mit der Forderung, dass die Kettengriffigkeit immer ausreichen soll:

$$\mu_R \geq f_R^* + \frac{f_W \cdot \lambda}{2} . \quad 2/104$$

Hieraus erhält man das Kriterium für die Lenkwilligkeit

$$\lambda \text{ bzw. } \lambda' \leq \frac{2}{f_W} \cdot (\mu_R - f_R^*) . \quad 2/105$$

Das sich während des Lenkvorganges gerade einstellende Lenkverhältnis, das sich aus dem Zusammenspiel von Laufwerksgeometrie und Fahrbahnverhältnissen (Boden-) zu λ bzw. λ' ergibt, muss also möglichst kleiner bis maximal gleich den sich aus den Fahrwiderständen und Kettengriffigkeit ergebenden Verhältnissen sein.

Wird die Gleichung 2/105 nicht erfüllt, ist zu erwarten, dass der beabsichtigte Wendevorgang nicht flüssig durchführbar ist. Die Ketten rutschen durch, wobei allerdings der entstehende Schlupf zur Verbesserung der Kettengriffigkeit führen und die Lenkbewegung doch noch möglich werden kann.

Es hat sich entsprechend den oben dargelegten Feststellungen als günstig erwiesen, dass bei den in Frage kommenden Bodenverhältnissen, d.h. bei eingesunkenen Ketten, ein konstruktiv vorgegebenes Lenkverhältnis von $\lambda = 1,5$ günstig ist. Dazu gibt [18] folgende Übersicht an, hier mit bekannten Kettenfahrzeugen (Tabelle 2.5, Abb. 2.52, 2.53, 2.54, 2.55) ergänzt.

Lenkverhältnis λ	Lenkwilligkeit	Kettenfahrzeuge
1 bis 1,2	sehr gut	SPz (kurz) Hotchkiss $\lambda = 1,19$
1,2 bis 1,4	gut	MTW M113 $\lambda = 1,24$
		Pz.Kpfw. Tiger I $\lambda = 1,28$
		KPz 70 $\lambda = 1,33$
1,4 bis 1,6	befriedigend	Pz.Kpfw. Panther $\lambda = 1,5$
		KPz Leopard 1 $\lambda = 1,57$
		KPz M60 A 1 (USA) $\lambda = 1,45$
		KPz T 80 $\lambda = 1,53$
		KPz T 90 $\lambda = 1,53$
1,6 bis 1,8	weniger günstig	KPz Leopard 2 $\lambda = 1,775$
		KPz M1 (USA) $\lambda = 1,61$
		KPz Leclerc $\lambda = 1,61$
		KPz Challenger 2 $\lambda = 1,65$
1,8 und größer	schlecht	Pz.Kpfw. Maus $\lambda = 2,518$

Tabelle 2.5: Lenkwilligkeit

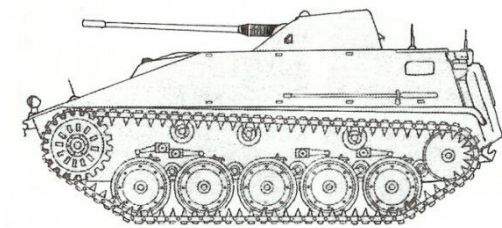


Abb. 2.52:
 SPz (kurz) Hotchkiss (Aufklärungspanzer; aus
 Erkennungsblätter BMVg)

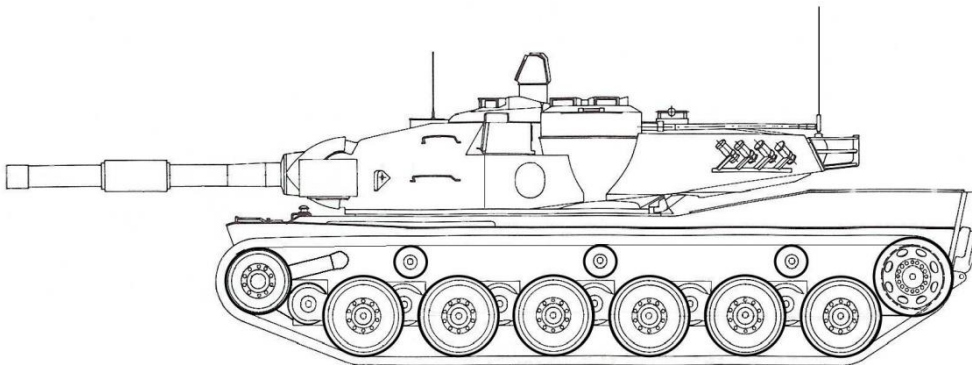


Abb. 2.53: KPz 70



Abb. 2.54: Pz.Kpfw. Panther Ausf. G



Abb. 2.55: KPz Leopard 2 A6

Das Kriterium der Lenkwilligkeit spielt bei Gefechtsfahrzeugen zumindest heute eine untergeordnete Rolle, da die Antriebe im Laufe der Entwicklung erheblich drehmomentstärker geworden sind und zudem eine wesentlich bessere Eigenwandlungsfähigkeit (vergl. Kapitel 3) aufweisen. Sie können damit die höheren Wendewiderstandsmomente auf Grund der größeren Kettenauflagelängen l_a (größeren Lenkverhältnisse λ) besser überwinden. Allerdings sind die modernen Fahrzeuge auf diese größeren Längen angewiesen, da durch das Verlademaß (Transitmaß) die maximale Wannbreite begrenzt wird. Es müssen aber heute bei der Unterbringung im Fahrzeug unter anderem der größere Raumbedarf für die Besatzung wegen der Zunahme der Körpergröße des Menschen, größere Waffenanlagen und Verbund- und/oder Schottpanzerungen berücksichtigt werden.

In Abb. 2.56 werden der Pz.Kpfw. Tiger I (56,9 t) mit dem ungefähr gleichschweren KPz Leopard 2 A4 (55,2 t) verglichen (vergl. auch Tabelle 2.5). Der Tiger verfügte über eine Motorleistung von 515 kW und ein maximales Motordrehmoment von 1850 Nm, während der Leopard 2 1100 kW und 4700 Nm aufweisen kann. Um einen einigermaßen vertretbarem Bodendruck zu erreichen, verfügte der Tiger I über entspre-

chend breite Ketten. Damit überschritt er das Verlademaß, so dass er für den Eisenbahntransport auf schmalere Ketten zeitaufwändig umgekettet werden musste.

Aus Gleichung 2/105 ist dieser Zusammenhang ersichtlich, dass eine größere Antriebskraft (Triebbrad-, entsprechend einem höheren Motordrehmoment) die Lenkwilligkeit zwar verbessert, aber sie nicht in jeder Fahrsituation sichern kann (vergl. [18]), wenn nicht eine ausreichende Kettengriffigkeit μ_R zur Verfügung steht.



Abb. 2.56: Vergleich Pz.Kpfw. Tiger I mit KPz Leopard 2

Zwei Beispiele zur Lenkwilligkeit für den Fahrzustand „Wenden um die Hochachse“:

- a) Das zu untersuchende Fahrzeug wende auf einem mittleren Boden mit einem Widerstandsbeiwert $f_{w_0} = 1,2$ (vergl. Kapitel 2.3.5), einem Rollwiderstandsbeiwert $f_R^* = 0,05$, und es erreiche eine Kettengriffigkeit von $\mu_R = 0,6$. Dann ergibt sich ein Lenkverhältnis von $\lambda = 0,917$, das mit dem Fahrzeug nicht überschritten werden sollte.
- b) Beim Wendevorgang auf einer Asphaltfahrbahn mit $f_{w_0} = 0,8$, $f_R^* = 0,02$ und $\mu_R = 0,7$ ergibt sich ein Lenkverhältnis von $\lambda = 1,7$.

Stellt man diesen Beispielen das konstruktive Lenkverhältnis $\lambda = 1,57$ des Leopard 1 gegenüber, so ist ersichtlich, dass er bei den Verhältnissen des Beispiels a) das Wenden um die Hochachse schwerlich genau durchführen kann.

Dies gilt ganz besonders dann, wenn man noch ein Einsinken der Ketten, damit eine größere Kettenaufgelänge und auch ein größeres Lenkverhältnis λ' berücksichtigt. Im Zusammenhang mit der Kettenaufgelänge ist auch die Laufrollenzahl von Bedeutung, wie in Kapitel 2.1.2.1 gezeigt wurde.

Für die Kettenauflagelänge beim „Wenden um die Hochachse“ auf weichem Boden kann gegenüber dem fahrenden Fahrzeug die Kettenauflagelänge wie beim stehenden Fahrzeug (vergl. Kapitel 2.1.2.1 mit Abb. 2.9) verwendet werden.

2.3.7 Untersuchung der im Vorhinein getroffenen Vereinfachungen, weitere Wendemodelle

Für genauere Untersuchungen, Berechnungen und Simulationen sollen hier die wichtigsten Einflüsse der in Kapitel 2.3.1 getroffenen Vereinfachungen auf die Kurvenfahrt aufgezeigt werden. In diesem Zusammenhang wird auch auf weitere, realitätsnähere, wenn auch wiederum vereinfachende Wendemodelle eingegangen.

2.3.7.1 Kettenbreite

Für eine exakte Berechnung des Wendewiderstandsmomentes

$$M_W = f_W \cdot \frac{F_G}{2} \cdot \frac{l_a}{2} = f_W \cdot \frac{F_G \cdot l_a}{4} \quad 2/80$$

und damit der erforderlichen Triebkräfte ist die Kettenbreite b_K ist zu berücksichtigen. Allerdings kann sie ohne weiteres vernachlässigt werden, wie [15] gezeigt hat.

Unter Berücksichtigung der Kettenbreite gibt er die Beziehung

$$M_w = f_W \cdot \frac{F_G \cdot l_a}{12} \cdot y \quad 2/106$$

an.

Der Faktor $y = f(b_K/l_a)$ ist in Abb. 2.57 dargestellt. Man erkennt, dass für übliche Verhältnisse b_K/l_a (z.B. KPz Leopard 1: 0,13, KPz Leopard 2: 0,135, KPz M48 A2: 0,176, SPz Marder: 0,115) das Widerstandsmoment ohne Einbeziehung der Kettenbreite lediglich um 1 % bis 3 % zu niedrig angesetzt wird. Dies wird auch durch Berechnungen von [3] bestätigt.

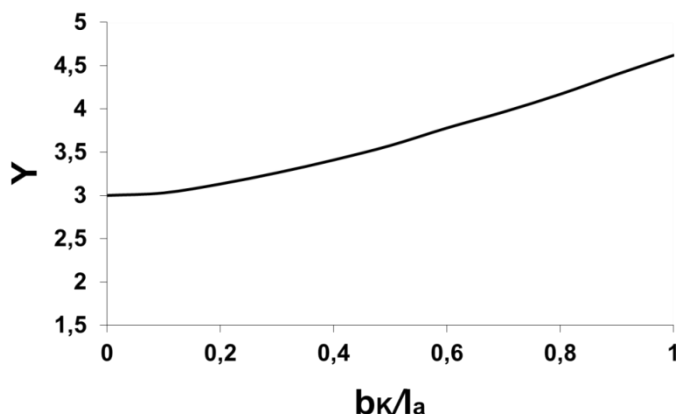


Abb. 2.57: Einfluss der Kettenbreite (nach [15])

2.3.7.2 Schlupf in Querrichtung, Wendepole

Die Kurvenfahrt des Kettenfahrzeugs setzt sich, wie schon in Kapitel 2.3.1 (mit Abb. 2.38) beschrieben, aus der Drehbewegung des Fahrzeugschwerpunktes um den Kurvenmittelpunkt und der der Ketten um ihren jeweiligen Relativpol der Bewegung, auch Wendepole genannt, zusammen. Dabei legt die kurvenäußere Kette einen längeren Weg zurück als die kurveninnere. Die Wendebewegung erzeugt Reibungskräfte sowohl in Querrichtung dF_W (vergl. oben) als auch durch das erforderliche Abrollen der Ketten in Längsrichtung dF_{WR} . Letztere überlagert die Fahrwiderstände aus der Geradeausfahrt, sprich Vortriebsbewegung, F_R . Da die Ketten starr mit einander verbunden sind, sind diese Quer- und Längsbewegungen beider Ketten mit einem Zwangsschlupf verbunden. Gegenüber dem bisher verwendeten vereinfachenden Modell nach [14], [15] entstehen also Relativbewegungen und damit für jede Kette je ein Wendepol. Diese liegen nicht, wie bisher angenommen, in der Mitte der Kettenauftragelängen. Für gleichmäßig belastete Ketten und gleichförmige Kurvenfahrt lassen sie sich (vergl. [3]) nach Abb. 2.58 ermitteln, wobei vereinfachend die Wendewiderstandskräfte, die vom Boden auf die Kette wirken, in jeweils zwei Punkten der Ketten reduziert wurden.

Die Wendepole M_{ka} , M_{ki} werden ermittelt, indem man die Senkrechten auf den Geschwindigkeitsvektoren in den genannten Punkten der Ketten errichtet und zum Schnitt bringt. Die Vektoren liegen auf den Wirkungslinien der Kräfte F_v und F_h , die aus den Reibungskräften in Quer- (dF_W) und Längsrichtung (dF_{WR}) resultieren.

Durch die vektorielle Addition der Kräfte F_v und F_h erhält man die für den Wendevorgang notwendigen Triebkräfte F_a und F_i .

Die Pole bewegen sich während der Kurvenfahrt mit dem Fahrzeug mit.

Die Fahrgeschwindigkeit v_m des Kapitels 2.3.2 lässt sich demnach mit Hilfe der Geschwindigkeiten der Wendepole v_{ka} und v_{ki} (Abb. 2.59) ermitteln. Die Lenkübersetzung wird demnach definiert mit

$$i_L = \frac{R}{s/2 + e} \quad 2/107$$

mit $e = e_a + e_i$ (mit den oben beschriebenen vereinfachenden Randbedingungen gilt $e_a = e_i$).

$$F_{WR} = \frac{f_W \cdot F_G}{B} \cdot ar \sinh B \quad 2/110$$

und analog zu Gleichung 2/75 bzw. 2/76

$$M_W = F_{WR} \cdot s = \frac{f_W \cdot F_G \cdot e \cdot s}{2 \cdot l_a} \cdot ar \sinh \frac{l_a}{2 \cdot e} = \frac{f_W \cdot F_G \cdot e}{2 \cdot \lambda} \cdot ar \sinh B . \quad 2/111$$

Man stellt fest, dass das nach den vereinfachenden Bedingungen nach [14], [15] ermittelte Wendemoment Gleichung 2/80

$$M_W = \frac{f_W \cdot F_G \cdot l_a}{4}$$

größere Werte ergibt als nach Gleichung 2/111, da

$$\frac{e}{\lambda} \cdot ar \sinh B < \frac{l_a}{2} \text{ mit } \frac{e}{\lambda} < 1 \text{ (vergl. dazu Abb. 2.61) gilt.}$$

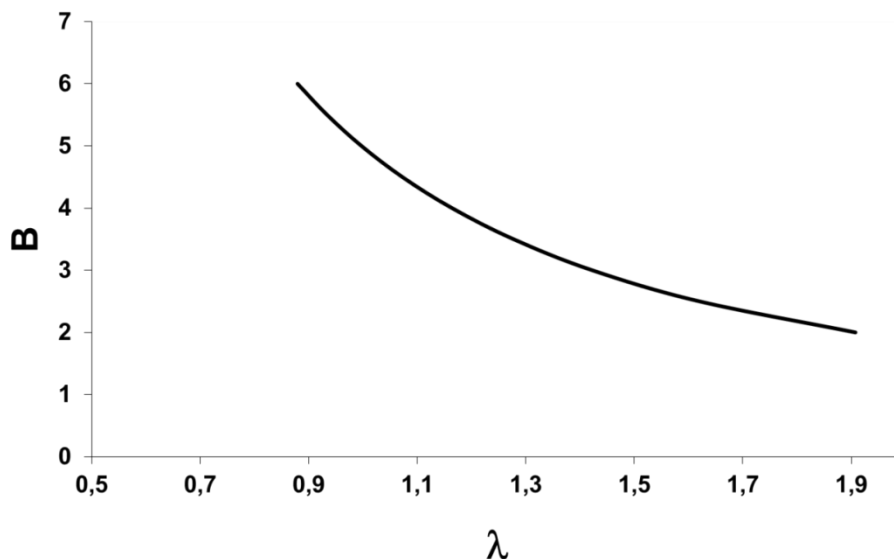


Abb. 2.61: Zusammenhang des Wendepolabstandes e . (Verhältnis B) mit dem Lenkverhältnis λ (vergl. [3])

Der Wendepolabstand e . wird mit Hilfe des Momentes M_{WK} um die Wendepole ermittelt und auf die Größe B (Gleichung 2/109) zurückgeführt (implizite Lösung).

Das Moment (siehe Abb. 2.60) ist mit

$$M_{WK} = \int_0^{l_a/2} k \cdot dF_{v,h}$$

definiert und wird mit Gleichung 2/108 zu

$$M_{WK} = \frac{f_W \cdot F_G}{2 \cdot l_a} \cdot \int_0^{l_a/2} \sqrt{l^2 + e^2} \cdot dl = \frac{f_W \cdot F_G \cdot l_a}{16 \cdot B} \cdot \left[\sqrt{B^2 + 1} + \frac{1}{B} \cdot \operatorname{ar\,sinh} B \right] \quad 2/112$$

mit der Abkürzung Gleichung 2/109 $B = \frac{l_a}{2 \cdot e}$.

Aus Abb. 2.60 ist auch erkennbar, dass

$$M_{WK} = 2 \cdot F_{WR} \cdot (e + s/2) \quad 2/113$$

mit Gleichung 2/111

$$F_{WR} = \frac{f_W \cdot F_G}{2 \cdot l_a} \cdot e \cdot \int \frac{1}{\sqrt{l^2 + e^2}} \cdot dl = \frac{f_W \cdot F_G}{4} \cdot \frac{1}{B} \cdot \operatorname{ar\,sinh} B$$

gilt.

Aus den Gleichungen 2/111, 2/112 und 2/113 erhält man dann den Zusammenhang

$$\frac{1}{\lambda} = \frac{1}{4} \cdot \left[\frac{\sqrt{B^2 + 1}}{\operatorname{ar\,sinh} B} + \frac{1}{B} \right] - \frac{1}{B}, \quad 2/114$$

der in Abb. 2.61 dargestellt ist und aus dem dann der Wendepolabstand e mit Gleichung 2/109 für ein bestimmtes Fahrzeug ermittelt werden kann.

Der Wendepolabstand e nimmt mit dem Lenkverhältnis λ entsprechend der Kettenauflagelänge l_a und geringerem Wendewiderstandsbeiwert f_W (entsprechender Vergrößerung des Schlupfes) zu.

2.3.7.3 Einflüsse auf die Lage der Wendepole

Die Lage der Wendepole zu den Ketten wird grundsätzlich durch die Kettenauflagelänge, die (vernachlässigbare) Kettenbreite, die Spurweite, den Wendewiderstandsbeiwert, die eventuelle Beschleunigung und die Fliehkraft bestimmt. Dabei wird der Abstand des Wendepols von der inneren Kette, wegen der stärkeren Gleitbewegung (vergl. auch Abb. 2.38 und 2.58), gegenüber der kurvenäußeren Kette verringert (fliehkraftfreie Betrachtung).

Eine asymmetrische Schwerpunktage des Fahrzeugs, ungleiche Radlasten und unterschiedliche Federvorspannung führen neben der Beeinflussung der Lage der Kettenwendepole in Seitenrichtung auch zu einer Verlagerung in Fahrzeuginnenrichtung und damit zur Änderung der Triebbradgeschwindigkeiten. Der Einfluss der ungleichen Radlasten wird auf plastischer Fahrbahn wegen der ausgleichenden Wirkung der Ketten geringer.

Unter Berücksichtigung des Schlupfes fährt das Fahrzeug den tatsächlichen Radius R_t . Der tatsächlichen Fahrgeschwindigkeit v_{mt} wird durch die Fliehkraft F_c eine Quergeschwindigkeit überlagert, so dass für die Fliehkraft (Abb. 2.62)

$$F_c = \frac{F_G \cdot v_{tres}^2}{g \cdot R_t}$$

2/115

gilt.

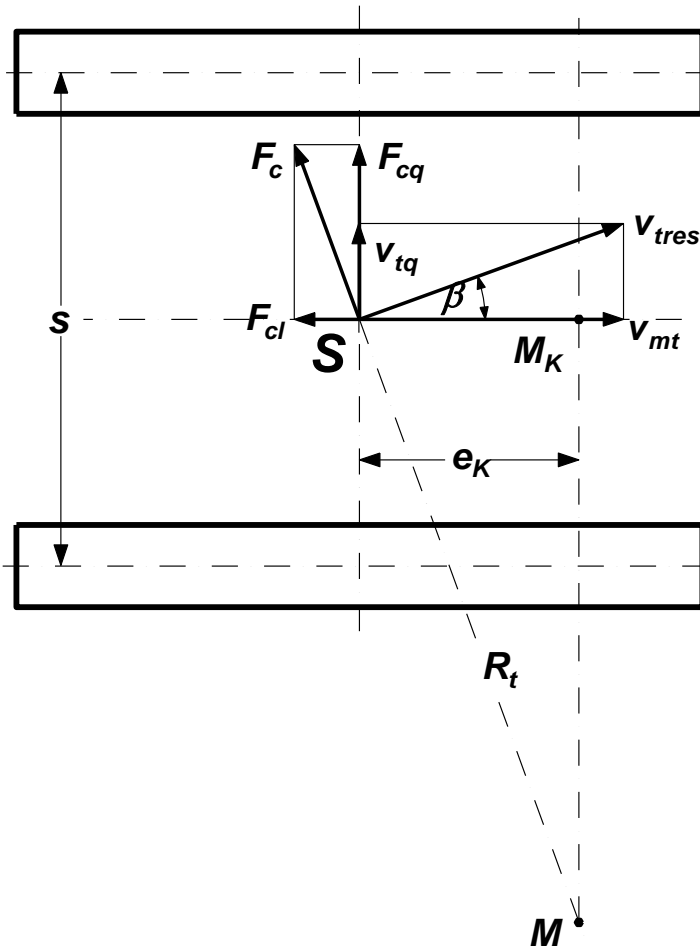


Abb. 2.62: Einfluss der Fliehkraft F_c auf den Wendevorgang

Sie bewirkt, dass die kurvenäußere Kette zusätzlich belastet und die kurveninnere Kette entsprechend entlastet wird. Das bedeutet, dass durch die Querkomponente der Fliehkraft

$$F_{cq} = \frac{F_G \cdot v_{mt}^2}{g \cdot R_t}$$

2/116

am kurvenäußeren Kettentriebrad eine größere Antriebskraft erforderlich wird und am kurveninneren eine kleinere gegenüber der seitenkraftfreien Betrachtung:

$$F_{Ga} = F_G \cdot \left(\frac{1}{2} + \frac{v_{mt}^2}{g \cdot R_t} \cdot \frac{h}{s} \right) \quad 2/117$$

bzw.

$$F_{Gi} = F_G \cdot \left(\frac{1}{2} - \frac{v_{mt}^2}{g \cdot R_t} \cdot \frac{h}{s} \right) \quad 2/118$$

mit h = Schwerpunkthöhe.

Die Gewichtsverteilung beeinflusst die Größe der Fahrwiderstände in Längs- und des Wendewiderstandes F_W in Querrichtung. In Längsrichtung ist dies der Rollwiderstand (Fahrt in der Ebene) F_R . Bei ihm werden die vom Fahrzeuggewicht und wegen des höheren Zugkraftbedarfs F_{ZT} die von der inneren Kettenzugkraft F_{ZKi} abhängigen Komponenten des Laufwerkswiderstandes F_{wi} beeinflusst. Hier wird zudem der Anteil des Spurreibungswiderstandes F_{RS} durch die Querkräfte (vergl. Kapitel 2.2.2.4.2) vergrößert. Außerdem trägt auch die (allerdings kleine, vergl. unten) Längskomponente der Fliehkraft dazu bei (vergl. Abb. 2.62). Auf plastischer Fahrbahn (im Gelände) kommt dann wegen des Einsinkens der Ketten (t_g) die Vergrößerung des Bugwiderstandes F_{Bug} und des Wendewiderstandes F_W hinzu. Dabei sinkt die kurvenäußere Kette - abhängig von der Bodenart und -beschaffenheit - gegenüber der Geradeausfahrt stärker ein als die Einsinktiefen der kurveninneren Kette abnimmt.

Die Fliehkraft erhöht demnach den Leistungsbedarf an den Triebrädern zusätzlich. Hinzu kommt, dass die kurveninnere Kette durch die Fliehkraft entlastet und damit die zirkulierende Blindleistung (vergl. Kapitel 2.3.4.3) geringer wird. Die Leistung der kurvenäußeren Kette muss entsprechend antriebsseitig erhöht werden, um einen Geschwindigkeitsabfall zu vermeiden. Der Leistungsbedarf wird gegenüber der seitenkraftfreien Betrachtung größer. Durch den Schwung des Fahrzeugs kann dieser größere Leistungsbedarf zumindest zu Beginn der Kurvenfahrt teilweise überbrückt werden (die Vereinfachung der gleichförmigen Bewegung gilt in dem Moment dann nicht). Der Fliehkraftereinfluss lässt sich theoretisch durch eine niedrigere Schwerpunkthöhe und größere Spurweite verringern.

Weiterhin führt die Gewichtsverteilung durch die Fliehkraft auf die beiden Ketten zu einer Verschiebung der Wendepole $M_{Ka,i}$ in Querrichtung.

Die Fliehkraft hat bei den angetriebenen Ketten (Zwangsschlupf) eine Trägheitskomponente in Fahrzeuginnenrichtung, so dass sich dadurch (siehe Abb. 2.62) eine resultierende Bewegung des Fahrzeugs unter dem sogenannten Schwimmwinkel β zur

Fahrzeuginnenachse ergibt. D.h. auch, dass die Kurvenbewegung um einen in Fahrtrichtung um den Abstand e_K verschobenen Mittelpunkt M erfolgt. Die Drehbewegung des Fahrzeugs wird nicht mehr um den Schwerpunkt S, sondern um den Wendepol M_K des Fahrzeugs durchgeführt. Durch die Fliehkraft wird demnach zu der Vortriebsgeschwindigkeit eine Geschwindigkeitskomponente v_q quer erzeugt.

Der Schwimmwinkel β ist auf fester Fahrbahn (Asphalt, Beton) und Gummipolsterketten unterhalb der Kurvengrenzgeschwindigkeit wie bei Radfahrzeugen klein (ca. 2 bis 3°, das ergaben auch Messungen an der Universität der Bundeswehr München) und deshalb schwer reproduzierbar zu messen. Der kleine Winkel bedeutet auch, dass die Längskomponenten der Fliehkraft und die Querkomponente der Geschwindigkeit zur Vereinfachung vernachlässigt werden können (Abb. 2.62; vergl. auch Kapitel 2.3.7.6).

Der Abstand Wendepol - Schwerpunkt des Fahrzeugs lässt sich mit Hilfe der Querkomponente der Fliehkraft F_{cq} , die den Wendevorgang unterstützt und damit dem oben erwähnten Leistungsbedarf in der Kurve etwas entgegenwirkt, ermitteln.

Diese Komponente der Fliehkraft erzeugt die vor und hinter dem Wendepol vorhandenen Wendewiderstände an den Ketten. Damit erhält man für den Abstand des Wendepols (hier vereinfacht mit e_a , $e_i = 0$; vergl. Kapitel 2.3.7.2, Abb. 2.58 und auch [3]) über das Kräftegleichgewicht

$$F_{cq} = \frac{m \cdot v_{mt}^2}{R_t} = f_W \cdot p_o \cdot b_K \cdot \left(\frac{l_a}{2} + e_K \right) - f_W \cdot p_o \cdot b_K \cdot \left(\frac{l_a}{2} - e_K \right)$$

mit Gleichung 2/2 und damit

$$\frac{m \cdot v_{mt}^2}{R_t} = \frac{f_W \cdot F_G}{l_a} \cdot \left(\frac{l_a}{2} + e_K \right) - \frac{f_W \cdot F_G}{l_a} \cdot \left(\frac{l_a}{2} - e_K \right)$$

zu

$$e_K = \frac{v_{mt}^2 \cdot l_a}{2 \cdot f_W \cdot g \cdot R_t} .$$

2/119

Mit steigender Fahrgeschwindigkeit (steigender Fliehkraft) und kleinerem Wendewiderstandsbeiwert verlagern sich der Wendepol des Fahrzeugs und damit die Wendepole der Ketten zunehmend in Fahrtrichtung (nach vorne). Das bedeutet, dass der Leistungsbedarf, der durch die Fliehkraft steigt, zusätzlich erhöht wird.

Der Zusammenhang der seitlichen Wendepolabstände e mit dem Wendepolabstand e_K lässt sich z.B. mit dem Abstand e_K und bekannter Fliehkraft F_c graphisch ermitteln. Dabei liegen die beiden Wendepole $M_{K,a,i}$ wegen gleicher Winkelgeschwindigkeit um

den Kurvenmittelpunkt M (Giergeschwindigkeit ψ) und (vereinfachend) gleichen Reibverhältnissen an den Ketten symmetrisch zur Fahrzeuglängsachse.

Durch den vor dem Fahrzeugschwerpunkt liegenden Wendepol M_K werden die Ketten in ihrem hinteren Bereich in Querrichtung stärker belastet, d.h., es müssen höhere Querkräfte (Wendewiderstände) als im vorderen Teil abgestützt werden.

Die Verlagerung des Fahrzeugwendepols M_K in Fahrtrichtung vor den Fahrzeugschwerpunkt führt damit dazu, dass das Kettenfahrzeug entsprechend zum Übersteuern neigt. Das Übersteuern wird zu Beginn der Kurvenfahrt durch den Lastwechsel - es wird zumindest kurveninnen die Drehzahl und damit die Fahrgeschwindigkeit gesenkt - eingeleitet. Dadurch federt das Fahrzeug nach vorne ein, während der hintere Teil der Ketten entlastet wird, wodurch hier die Kettengriffigkeit in Querrichtung zur Seitenführung weniger beitragen kann. Durch entsprechende Fahrzeugauslegung und -auslastung wird der Effekt mehr oder weniger unterstützt (z.B. ein unbeladener MTW M 113). Eine leichte Gegenreaktion wird dadurch erzeugt, dass kurvenaußen der Antriebsschlupf die Kettengeschwindigkeit verringert und kurveninnen diese durch den Bremschlupf vergrößert wird (vergl. Kapitel 2.3.7.5 Kitano).

Der Übersteuereffekt wird zudem dadurch unterstützt, dass die innere Kettenzugkraft die hintere Laufrolle der kurvenäußeren Kette und die vordere Laufrolle der kurveninneren Kette entlastet (Abb. 2.63). Die Entlastung geschieht in dem Radienbereich, in dem die kurveninnere Kette bremsend wirkt (vergl. Kapitel 2.3.3.3, Abb. 2.45). Durch die Entlastung kann unter diesen Rollen von der Kette kaum noch der Wendewiderstand abgestützt werden.

Der Übersteuereffekt unterstützt die Wendebewegung.

Die Ketten können sich im Rahmen der Elastizitäten und des Spiels in ihren Gelenken bis zu ihrem Eigenkrümmungsradius R_K dem Kurvenverlauf anpassen (für die obigen Beziehungen wurde in Kapitel 2.3.1 zur Vereinfachung von steifen Ketten ausgegangen). Durch die Belastung während der Kurvenfahrt in Querrichtung nimmt die Kette allerdings keinen bogen- sondern einen s-förmigen Verlauf ein (Abb. 2.64, vergl. Abb. 2.35).

Auch diese Verformung ist am Übersteuereffekt beteiligt.

Beim Wendevorgang in einer Steigung wird sich die Kettenbelastung ändern, d.h. der hintere Teil der Kettenaufgabe wird belastet, der vordere entlastet. Daraus ergibt sich eine Verschiebung der Wendepole der Ketten, besonders in Fahrzeuglängsrichtung und damit eine Änderung der Triebbradleistungen. Diese Änderungen sind abhängig

u.a. vom Steigungswinkel, vom Winkel zwischen Fahrzeuglängsachse und Falllinie, von der Verteilung der Kettenbelastung in der Ebene. Im Gefälle sind dann die Verhältnisse andersherum gelagert.

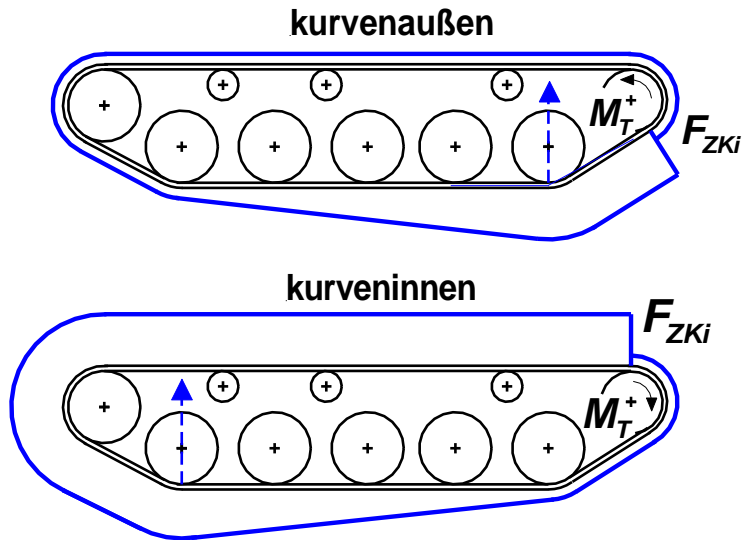


Abb. 2.63: Entlastung der Laufrollen durch F_{ZKi} bei Kurvenfahrt (Fahrzeug mit Heckantrieb; vergl. Abb. 2.22 und 2.23)

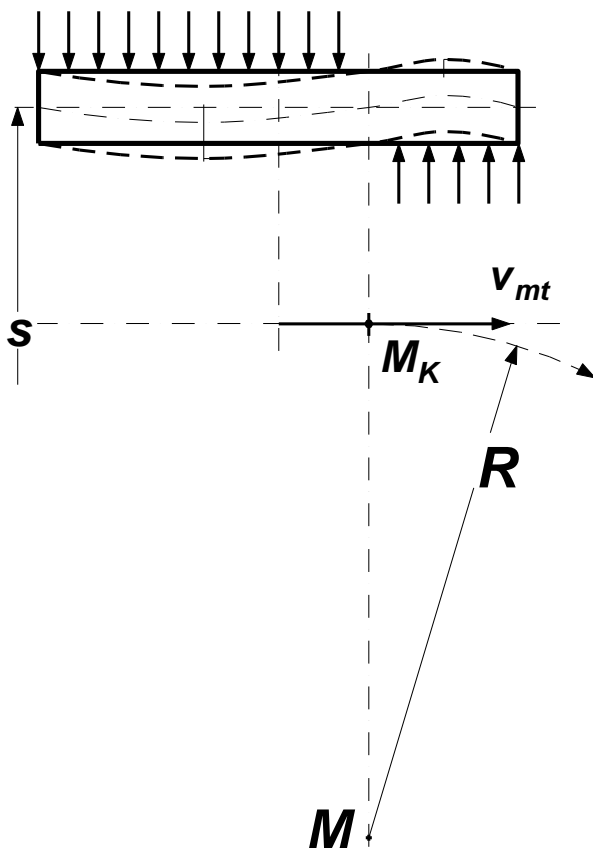


Abb. 2.64:
Verformung der Kette bei Kurvenfahrt

2.3.7.4 Ungleichförmiger Wendevorgang

Erfährt das Fahrzeug bei der Kurvenfahrt eine Winkelbeschleunigung, ändert sich das Wendewiderstandsmoment (ohne Berücksichtigung der Fliehkraft) zu:

$$M_w = \frac{F_G \cdot f_w \cdot l_a}{4} \pm J \cdot \frac{d\omega}{dt} \quad 2/120$$

mit $\omega = \frac{v}{R}$,

so dass für die Triebbradkräfte geschrieben werden kann:

$$F_a = \frac{F_G}{2} \cdot \left(f_R + \frac{f_w \cdot \lambda}{2} \right) \pm \frac{J}{s} \cdot \frac{d\omega}{dt} \quad 2/121$$

$$F_i = \frac{F_G}{2} \cdot \left(f_R - \frac{f_w \cdot \lambda}{2} \right) \mp \frac{J}{s} \cdot \frac{d\omega}{dt} . \quad 2/122$$

Zu berücksichtigen ist dabei, dass von den Triebbradkräften zusätzlich die Trägheitskraft, d.h. der Beschleunigungswiderstand F_B aufgebracht werden (vergl. Kapitel 2.2.3.4).

Das Massenträgheitsmoment lässt sich graphisch bzw. rechnerisch ermitteln, wenn die Verteilung der Einzelmassen und deren Abmessungen (mit Hilfe der CAD-Daten) bekannt sind. Das Massenträgheitsmoment der einzelnen Baugruppen errechnet sich nach

$$J = \int m \cdot i_T^2 \quad (\text{mit } i_T = \text{Trägheitsradius}) \quad 2/123$$

und das des Gesamtsystems nach dem Satz von Steiner:

$$J_a = J_s + m \cdot b^2 \quad (\text{mit } b = \text{Abstand zur Bezugsachse } a). \quad 2/124$$

Die einzelnen Baugruppen werden dazu in Körper mit bekannten Trägheitsmomenten (vergl. einschlägige Tabellen) aufgeteilt.

Sind die entsprechenden Daten des Kettenfahrzeugs unbekannt, lässt sich das Trägheitsmoment nur mit geschätzten Werten für die Einzelmassen errechnen. Diese Lösungsmöglichkeit ist allerdings sehr aufwändig und bedarf großer Erfahrung. Ein grob angenähertes Ergebnis lässt sich erzielen, wenn man den halben Abstand von der äußeren Fahrzeugkante über das Triebwerk zur Drehachse (Symmetrie-) in der Fahrzeuglängsachse ermittelt und ihn in

$$J = \int m \cdot i_T^2$$

für den Trägheitsradius i_T einsetzt. Zur überschlägigen Dimensionierung des Antriebs-

stranges genügen aber in der Regel die vereinfachten Gleichungen 2/80, 2/81 und 2/82 bzw. 2/85 und 2/86.

Eine andere Ermittlungsmöglichkeit besteht im Bifilarverfahren, wobei das Fahrzeug nach Abb. 2.65 aufgehängt wird. Dabei muss die Drehachse in der Mitte zwischen den vorderen und hinteren Seilen liegen. Es wird dann die Schwingungszeit T um diese Achse gemessen und das Trägheitsmoment nach

$$J = \left(\frac{T}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{F_G \cdot a^2}{q} \quad 2/125$$

errechnet.

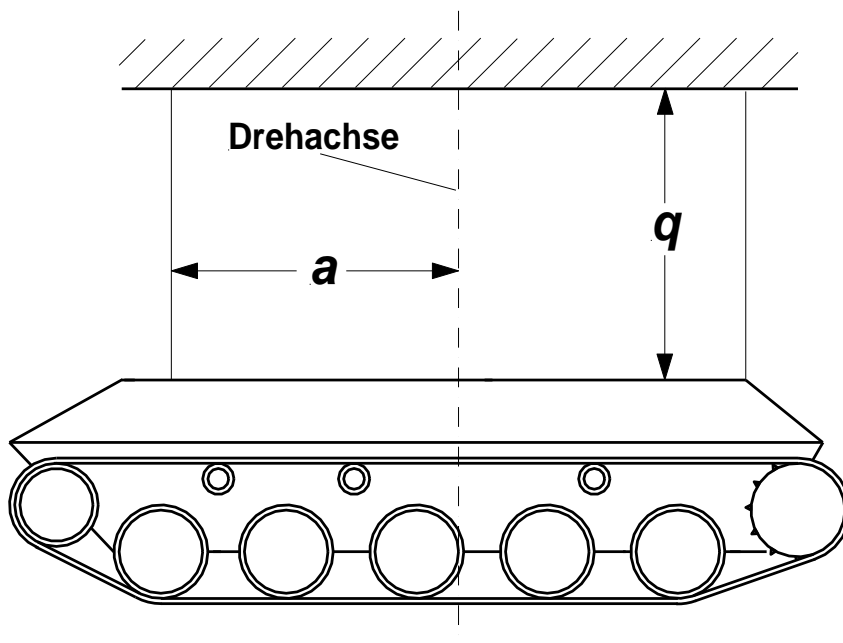


Abb. 2.65: Bifilarverfahren

2.3.7.5 Weitere Wendemodelle

Die systematische Untersuchung der Kurvenfahrt von Kettenfahrzeugen mit dem Ziel diese mathematisch zu erfassen lässt sich bis in die 30er Jahre des vorigen Jahrhunderts zurückverfolgen.

So arbeiteten z.B. H. Glaubitz und P. Kößler in Versuchsreihen an der Ermittlung des Wendewiderstandes auf verschiedenen Fahrbahnen, während E. Buschmann und G. Lindenau sich theoretisch mit der Thematik auf fester Fahrbahn unter Einbeziehung des Schlupfes und der Fliehkraft auseinandersetzten. In den 50er Jahren ergänzte E. Johannis die Arbeiten mit Versuchen zur Lenkwilligkeit von Kettenfahrzeugen. In den 60er Jahren entwickelte J. Hock ein einfaches Modell (vergl. Kapitel 2.3.1) ohne

Schlupfeinfluss mit gleichmäßiger Bodendruckverteilung und linearem Bodendruckverhalten für stationäre Fahrten, das er vor allem für die Untersuchung des Leistungsverhaltens von Lenkgetrieben nutzte.

Im gleichen Zeitraum veröffentlichte M.G. Bekker seine theoretischen Betrachtungen zur Kurvenfahrt, die sich auf experimentell entwickelte Bodenmodelle abstützen.

In den 1970er Jahren wurde das Wendemodell der IABG von I. Eysenbach konzipiert, das das Modell von J. Hock um die Einflüsse der Fliehkraft und des Schlupfes erweitert, der durch Versuche ermittelt wird.

Etwas weiterführend ist das Modell von M. Kitano (zum Teil in Zusammenarbeit mit H. Jyozaki und M. Kuma), das sich allerdings nur auf feste Fahrbahnen bezieht. Hiermit kann neben den Parametern Fliehkraft, Schlupf, Schwerpunktlage des Fahrzeugs auch die Fahrt im Hang sowie die instationäre Fahrt berücksichtigt werden.

Zu erwähnen sind auch die Arbeiten von G.Y. Baladi und B. Rohani, die ein Modell wie M. Kitano aber unter Einbeziehung eines Bodenmodells, das sich auf experimentell ermittelte Daten abstützt, geschaffen haben.

L.L. Karafiath erarbeitete ein Modell, das einfacher aufgebaut ist als das von G.Y. Baladi und B. Rohani, aber im Versuch gewonnene Daten für plastische Fahrbahnen einbezieht.

In den 80er Jahren erstellte M. Potier auf Basis des Kitano-Modells die mathematischen Zusammenhänge der Kurvenfahrt für die Fahrwerksauslegung.

Am Institut von I. Schmid der Universität der Bundeswehr Hamburg (Helmut-Schmidt-Universität) wurden bis in die 1990er Jahre Modelle zur Simulation der Kurvenfahrt von Kettenfahrzeugen entwickelt. Dazu ist u.a. die Arbeit von W. Ehlert [7] zu nennen, die das Modell der IABG basierend auf Feldversuchen ergänzt (vergl. unten). Weiterhin hat sich S. Pott an diesem Institut mit dem Wendewiderstand von Polsterketten auf fester Fahrbahn auseinandergesetzt, so dass aus den Konstruktionsdaten der Wendewiderstandsbeiwert ermittelt werden kann.

Im Folgenden sollen beispielhaft das Wendemodell der IABG (I. Eysenbach) mit der Ergänzung von W. Ehlert, mit dem realitätsnahe Berechnungen möglich sind, und das Wendemodell von M. Kitano beschrieben werden.

IABG-Modell [8]:

Das Modell (Abb. 2.66) basiert auf dem Modell von [14], [15] (vergl. Kapitel 2.3.1) und nähert sich den realen Verhältnissen, indem es den Einfluss der Fliehkraft mit berücksichtigt (siehe auch Kapitel 2.3.7.3). Der Schlupf in Seiten- und Längsrichtung

werden nicht mit einander verknüpft. Der Schlupf in Längsrichtung wird basierend auf Messergebnissen auf plastischer Fahrbahn mit $R < 30$ m mathematisch extra beschrieben. Auch der Rollwiderstand F_R , der durch die Fliehkraft vergrößert (vergl. Kapitel 2.3.7.3) wird, wird abgestützt auf diese Messfahrten gesondert berechnet.

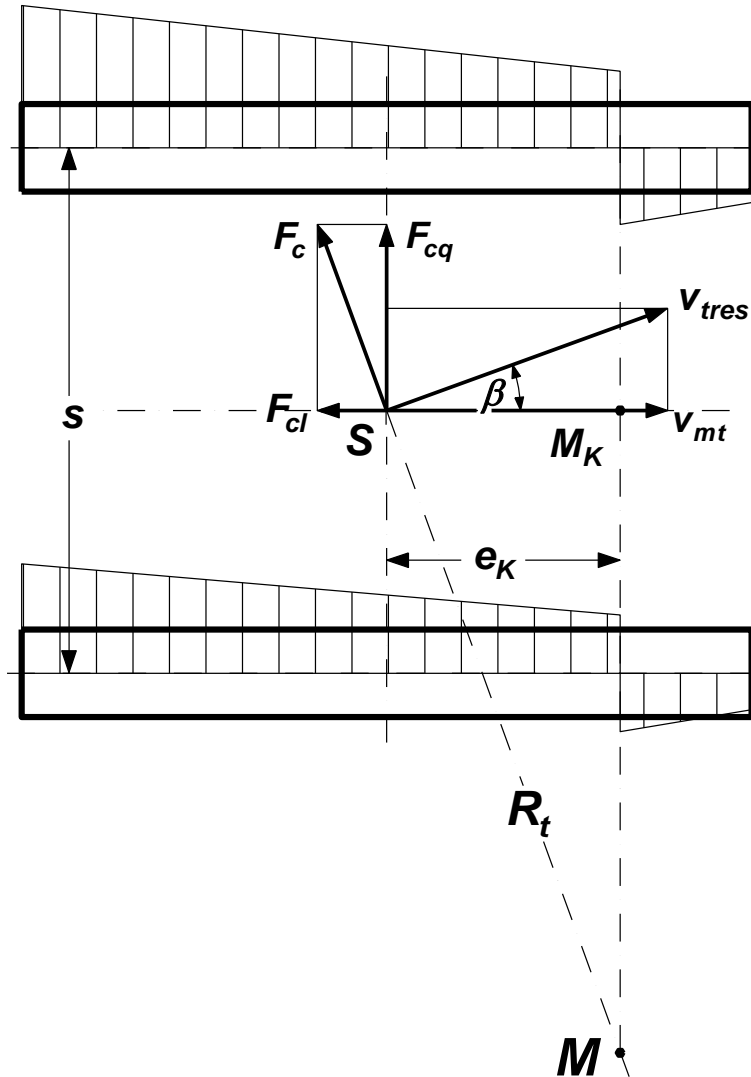


Abb. 2.66: IABG-Modell (Einfluss der Fliehkraft F_c einschließlich Bodendruckverteilung)

Die Fliehkraft bewirkt mit ihrer Längskomponente, dass der Wendepol M_K um den Abstand e_K in Fahrtrichtung vor dem Schwerpunkt des Fahrzeugs liegt (vergl. Kapitel 2.3.7.3). Die Querkomponente unterstützt den Wendevorgang. Es ergeben sich die tatsächliche Fahrgeschwindigkeit $v_{mt} > v_m$ und der tatsächliche Bahnradius $R_t > R$.

Die Fliehkraft F_c (Gleichung 2/115) setzt sich aus der Querkomponente F_{cq} (vergl. Gleichung 2/118)

$$F_{cq} = \frac{F_G \cdot v_{mt}^2}{g \cdot R_t} = F_c \cdot \cos \beta = F_c \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{e_K}{R_t}\right)^2} \quad 2/116a$$

und der Längskomponente

$$F_{cl} = F_c \cdot \sin \beta = F_c \cdot \frac{e_K}{R_t} \quad 2/126$$

zusammen.

Für die beiden Kettenlasten (Gleichungen 2/117 und 2/118) ergibt sich damit

$$F_{Ga} = F_G \cdot \left(\frac{1}{2} + \frac{v_{tres}^2}{g \cdot R_t} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{e_K}{R_t}\right)^2} \cdot \frac{h}{s} \right) \quad 2/117a$$

und

$$F_{Gi} = F_G \cdot \left(\frac{1}{2} - \frac{v_{tres}^2}{g \cdot R_t} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{e_K}{R_t}\right)^2} \cdot \frac{h}{s} \right) \quad 2/118a$$

Das Moment aus der Längskomponente F_{cl} und dem Hebelarm der Schwerpunkthöhe h führt zu der in Abb. 2.66 dargestellten Bodendruckverteilung, die mit Abb. 2.67 unter der zulässigen Vernachlässigung der Kettenbreite als Streckenlast

$$p_{oa,i} = \frac{F_{Ga,i}}{l_a} \quad 2/127$$

mit

$$\Delta p_o = \frac{F_{cl} \cdot h \cdot 3}{l_a^2} \quad 2/128$$

ermittelt wird.

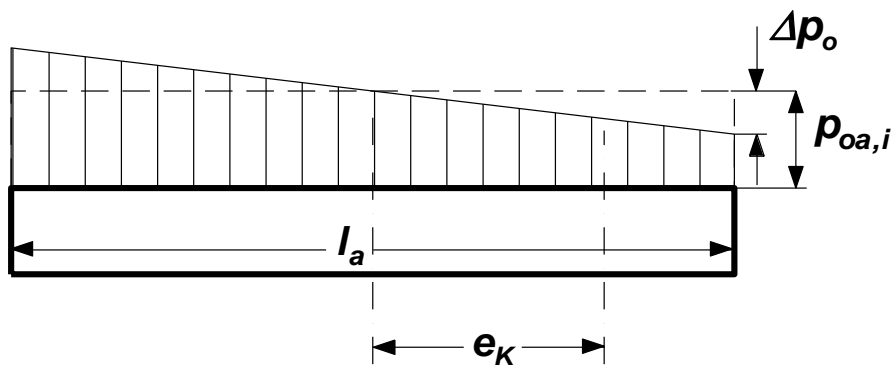


Abb. 2.67: Bodendruckverteilung auf Grund der Längskomponente der Fliehkraft F_{cl}

Das Wendemoment ergibt sich dann zu

$$\begin{aligned} M_W &= M_{Wa} + M_{Wi} \\ &= f_W \cdot \frac{F_G \cdot l_a}{4} + f_W \cdot \frac{F_G \cdot e_K^2}{l_a} + f_W \cdot p_o \cdot \left(l_a \cdot e_K - \frac{4 \cdot e_K^3}{3 \cdot l_a} \right) - F_{cq} \cdot e_K \end{aligned} \quad 2/129$$

Damit ergeben sich die Triebbradkräfte zu

$$F_a = F_{Ga} \cdot f_R + \frac{F_{cl}}{2} + \frac{M_W}{s} \quad 2/130$$

bzw.

$$F_i = F_{Gi} \cdot f_R + \frac{F_{cl}}{2} - \frac{M_W}{s} . \quad 2/131$$

Der in den Gleichungen 2/132 und 2/133 enthaltene Rollwiderstandsbeiwert f_R ist dabei - wie oben beschrieben - durch den Einfluss der Fliehkraft größer als bei der Geradeausfahrt.

Den Wendepolabstand e_K des Fahrzeugs erhält man hier, indem man Vereinfachungen einführt (vergl. auch Kapitel 2.3.7.3 mit Gleichung 2/119).

Mit der Forderung

$$\frac{e_K}{R_t} \ll 1$$

ergibt sich

$$F_{cl} \approx 0 \quad \text{und damit} \quad F_{cq} \approx F_c = \frac{F_G \cdot v_{mt}^2}{g \cdot R_t} . \quad 2/132$$

Das bedeutet, dass die Bodendruckverteilung nicht mehr, wie in Abb. 2.66 und 2.67 dargestellt ist, gegen die Fahrtrichtung zunimmt. Es ergibt sich eine gleichmäßige Bodendruckverteilung, wie für das Hock-Modell angenommen wird:

$$\Delta p_o = 0 .$$

Das Wendemoment wird damit zu

$$M_W = M_{Wa} + M_{Wi} = f_W \cdot \frac{F_G \cdot l_a}{4} + f_W \cdot \frac{F_G \cdot e_K^2}{l_a} - F_c \cdot e_K . \quad 2/133$$

Aus dem Kräftegleichgewicht erhält man dann den Zusammenhang für den Wendepolabstand mit der Gleichung 2/119 (vergl. Kapitel 2.3.7.3)

$$e_K = \frac{v_{mt}^2 \cdot l_a}{2 \cdot f_W \cdot g \cdot R_t} .$$

Ehlert [7] hat das IABG-Modell modifiziert, um es den realen Gegebenheiten besser anzupassen. Dabei stützt er sich auf Ergebnisse verschiedener Versuchsfahrten ab.

Da der Rollwiderstandsbeiwert f_R nicht - wie beim Hock-Modell angenommen - konstant ist, sondern durch die Kurvenfahrt verändert wird (vergl. Kapitel 2.3.5 und 2.3.7.3), führt er dafür für den großen Radienbereich $R \geq s/2$:

$$f_{RW} = f_R + f_{RW1} + f_{RW2} = f_R + d_1 \cdot \log \frac{R}{R_K} + d_2 \cdot \log a_q \quad 2/134$$

ein. D.h., der Rollwiderstandsbeiwert setzt sich aus dem Wert der Geradeausfahrt und einer vom Kurvenradius und einer von der Querbewegung a_q abhängigen Komponente zusammen. Letztere wirkt im kleinen Radienbereich $R < s/2$ kaum, so dass hier gilt

$$f_{RW} = f_R + d_1 \cdot \log \frac{R}{R_K} . \quad 2/135$$

Die Messergebnisse $f_{RW1} = f(R)$ und $f_{RW2} = f(a_q)$ werden doppeltlogarithmisch dargestellt und führen zu den Anstiegswerten d_1 und d_2 .

Weiterhin führt Ehlert einen dem Kurvenradius angepassten Kettenspannungsexponenten n ein, der bei Hock als konstant angenommen wird.

Versuchsfahrten haben ergeben, dass der Exponent mit zunehmendem Kurvenradius geringer wird. Die Fahrten wurden mit einem Jagdpanzer Jaguar durchgeführt, der mit einem hydraulischen Kettenspanner ausgerüstet ist, der die Kettenspannkraft T_{stat} konstant hält. Wie die Verhältnisse bei anderen Ausrüstungen und größeren Fahrzeugen aussehen, ist noch nicht untersucht worden. Es wurden aber Vergleiche mit dem SPz Marder, ein in etwa gleichgroßes Fahrzeug, mit ähnlichen Ergebnissen durchgeführt. Danach wird für den Exponenten angegeben:

für sehr kleine Radien bis $R_0 \approx (1 \text{ bis } 1,5\text{-fache der Spurweite})$

$$n = 0 \quad 2/136$$

dann für den Bereich bis etwa zum Eigenkrümmungsradius R_K

$$n = c \cdot \log \frac{R}{R_0} . \quad 2/137$$

Die Versuchsergebnisse $n = f(R)$ werden doppeltlogarithmisch dargestellt und führen zu dem Anstiegswert c .

Außerdem wird der Radienvergrößerungsfaktor f_K (vergl. Kapitel 2.3.7.6), d.h. der tatsächlich gefahrene Kurvenradius berücksichtigt.

Kitano-Modell (von Kitano, Jyozaki und Kuma)

Dieses Wendemodell wurde für fahrdynamische Untersuchungen in der Rechnersimulation entwickelt. Mit diesem komplexeren Modell lässt sich gegenüber dem IABG-

Modell zusätzlich der gefahrene, tatsächliche Radius berechnen. Bei den anderen Wendemodellen muss man sich für die Ermittlung des tatsächlichen Kurvenradius' auf Messungen abstützen.

Bei diesem Modell werden die Laufrollenlasten als Punktlasten, die Schwerpunktlage, die Laufrollenanzahl und der Kettenschlupf, sowie die Fliehkraft berücksichtigt. Weiterhin fließt die Wirkung bei Änderungen der Triebbradkraft F_{ZT} auf die innere Kettenzugkraft F_{ZKi} ein, die, wie in Abb. 2.63 dargestellt ist, kurvenaußen die hintere und kurveninnen die vordere Laufrolle entlastet. Das führt dazu, dass die anderen Laufrollen stärker belastet werden und entsprechend mehr einfedern. Die Fahrzeugwanne erfährt dadurch eine Wank- und Nickbewegung (in Quer- und Längsrichtung) und damit auch eine entsprechende Änderung der Schwerpunktlage.

Das Modell bezieht sich nur auf die Fahrt auf fester Fahrbahn.

Vorausgesetzt wird, dass der Wendewiderstandsbeiwert und die Reibung zwischen Kette und Fahrbahn konstant sind. Der Laufwerkswiderstand F_{wi} und die Kettenspannung bleiben unberücksichtigt.

Die Triebbradkräfte bzw. -momente sind nur implizit in der Berechnung vorhanden.

Der Schlupf zwischen Kette und Fahrbahn wird mit den Kettenschlupfgeschwindigkeiten kurvenaußen v_{Sa} und kurveninnen v_{Si} erfasst (Abb. 2.68). Im großen Radienbereich wird die kurvenäußere Kettengeschwindigkeit durch den Schlupf gegenüber der Umfangsgeschwindigkeit kleiner und kurveninnen entsprechend größer. Das bedeutet, dass sich der Kurvenradius zum tatsächlichen Radius R_t vergrößert und dass dem Übersteuern (vergl. Kapitel 2.3.7.3) entgegengewirkt wird.

Der Schlupf besteht in Längs- und Querrichtung, d.h. auch die Reibung (Wendewiderstand; in Abb. 2.68 nur für den hinteren Kettenbereich mit $F_{a,ih}$ bezeichnet) zwischen Kette und Fahrbahn resultiert aus den Komponenten in diese Richtungen. Schlupf und Gleitwiderstand ändern sich über der Kettenauflagelänge l_a . Das bedeutet, dass die Ketten jeweils ihren Wendepol ($M_{Ka,i}$, vergl. auch Kapitel 2.3.7.2) haben, womit sich im Zusammenhang mit der Bewegung des Fahrzeugs um den Kurvenmittelpunkt M der Wendepol M_K des Fahrzeugs ergibt (Abb. 2.68). Der Wendepol des Fahrzeugs liegt um den Abstand e_K vor der Fahrzeugmitte (Koordinatenursprung). Auch die Wendepole der Ketten liegen auf Höhe des Fahrzeugwendepols M_K , da die Ketten starr miteinander verbunden sind und damit die Winkelgeschwindigkeit (Giergeschwindigkeit) $\dot{\psi}$ des Fahrzeugs haben.

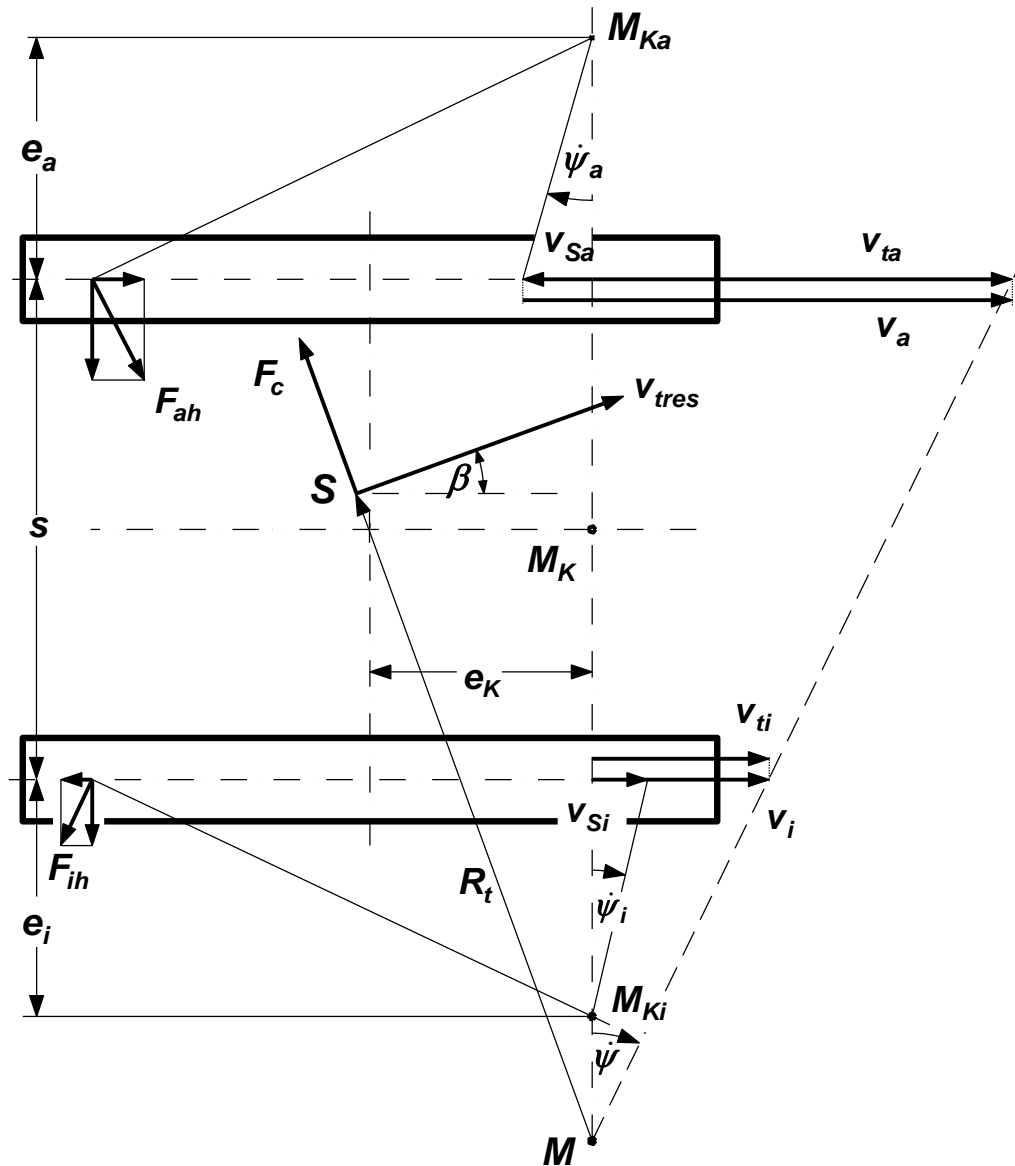


Abb. 2.68: Kitano-Modell (Einfluss der Fliehkraft F_c , des Schlupfes, der Schwerpunktlage auf den Wendevorgang)

Im Folgenden werden die wesentlichen mathematischen Zusammenhänge für den Fall der stationären Kreisfahrt aufgezeigt (Abb. 2.69).

Für die Längskräfte gilt

$$\sum_{j=1}^n F_{alj} + \sum_{j=1}^n F_{ilj} - F_{aw} - F_{iw} - F_{cl} = 0 \quad 2/138$$

und die Querkräfte

$$\sum_{j=1}^n F_{ajj} + \sum_{j=1}^n F_{iqj} + F_{cq} = 0 \quad 2/139$$

Die Reibkräfte (Wendewiderstände) unter den einzelnen Laufrollen werden anhand Abb. 2.69 jeweils für die kurvenäußere und kurveninnere Seite mit

$$F_{lj} = f_W \cdot F_{QLRj} \cdot \cos \varphi_j = f_W \cdot F_{QLRj} \cdot \frac{e_a}{\sqrt{e_a^2 + x_j^2}} \quad 2/141$$

$$F_{qj} = f_W \cdot F_{QLRj} \cdot \sin \varphi_j = f_W \cdot F_{QLRj} \cdot \frac{x_j}{\sqrt{e_a^2 + x_j^2}} \quad 2/142$$

ermittelt.

Für die Drehung um die Hochachse erhält man

$$\left(-\sum_{j=1}^n F_{alj} + \sum_{j=1}^n F_{ilj} + F_{aW} - F_{iW} \right) \cdot \frac{s}{2} + \left(\sum_{j=1}^n F_{aqj} + \sum_{j=1}^n F_{iqj} \right) \cdot I_j - F_{cl} \cdot I_q + F_{cq} \cdot (e_K - I_l) = 0 \quad 2/143$$

Die zugehörigen Laufrollenlasten F_{QLRj} werden anhand der geometrischen Zusammenhänge für die statische Schwerpunktlage ermittelt und um die Einflüsse der Fliehkraft und der Entlastungen der vorderen bzw. hinteren Laufrolle durch die innere Kettenzugkraft (vergl. oben) vergrößert bzw. verringert.

Die Fliehkraftkomponenten ergeben sich zu

$$F_{cl} = \frac{F_G}{g} \cdot (e_K - I_l) \cdot \psi^2 \quad 2/144$$

$$F_{cq} = \frac{F_G}{g} \cdot (R_B - I_q) \cdot \psi^2 \quad 2/145$$

mit dem Bahnradius (Abb. 2.70)

$$R_B = \frac{v_{ta} + v_{ti}}{2 \cdot \psi} \quad 2/146$$

Den tatsächlichen Radius für den Fahrzeugschwerpunkt erhält man mit der Beziehung

$$R_t = \sqrt{(R_B + I_l)^2 + (e_K - I_q)^2} \quad 2/147$$

und die tatsächliche Fahrgeschwindigkeit mit

$$v_{tres} = R_t \cdot \psi \quad 2/148$$

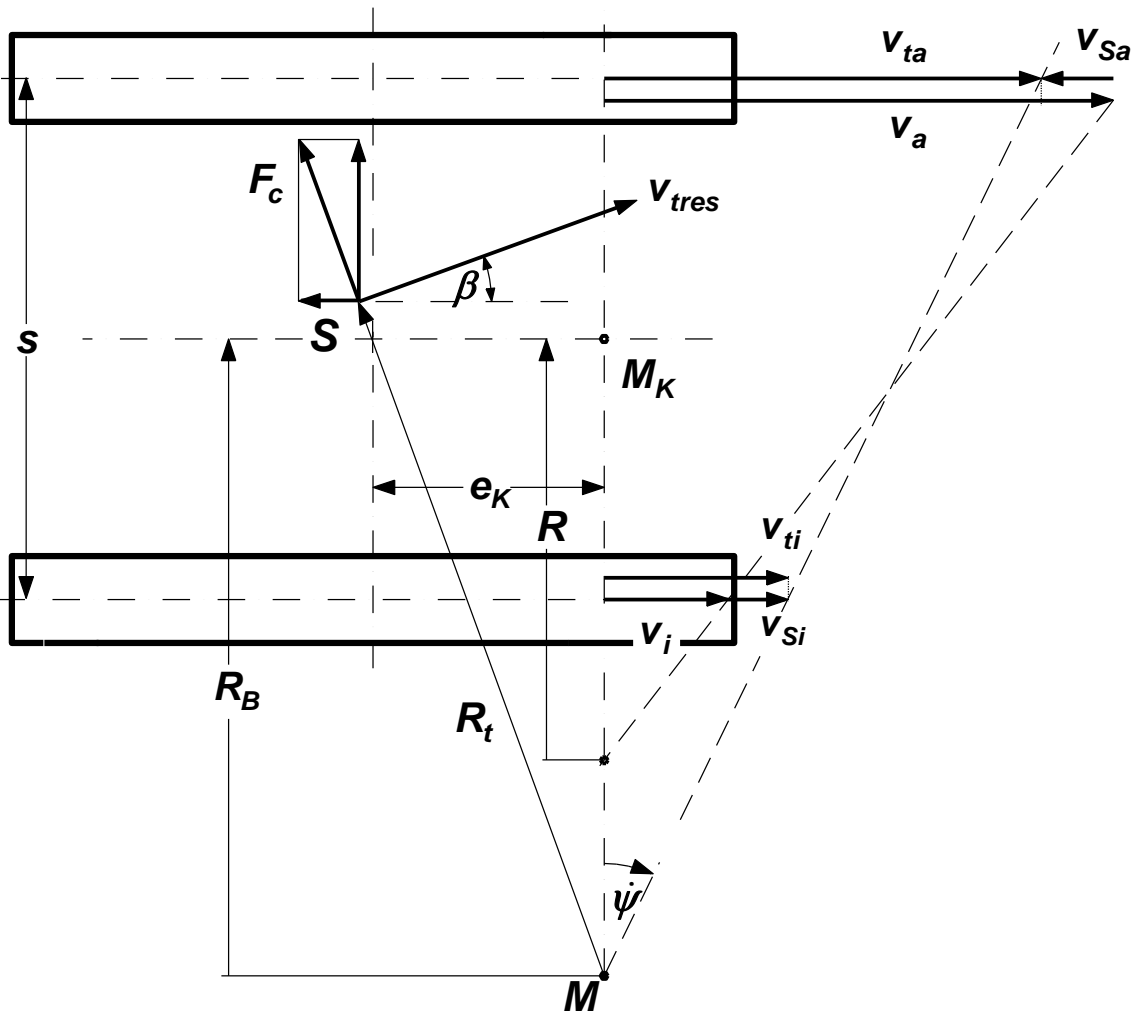


Abb. 2.70: Kitano-Modell (Kinematik am Laufwerk)

2.3.7.6 Erfassung des Schlupfes in Längs- und Querrichtung, Radienvergrößerung

Die Verknüpfung des Schlupfes in Längs- und Querrichtung ist auf mathematisch analytischem Weg nur mit sehr großem Aufwand möglich. Eine vereinfachende Möglichkeit ergibt sich aus den im Fahrversuch ermittelten theoretischen und tatsächlichen Kurvenradien und Geschwindigkeiten. Auf Grund des Schlupfes zwischen Kette und Boden wird von der Triebbradleistung am Boden nur noch ein Teil wirksam (vergl. [15]).

Man kann schreiben:

$$P_T = P_{ab} + V_S .$$

2/149

mit P_{ab} am Boden wirksame Leistung (Kettenabtriebsleistung),
 V_S Verlustleistung aufgrund des Schlupfes.

Am Triebtrad werden angeboten:

- die Leistung P_T
- die Fahrgeschwindigkeit v_m
- die Lenkübersetzung i_L .

Durch den Schlupf entstehen am Boden:

- die Leistung P_{ab}
- die tatsächliche Fahrgeschwindigkeit v_{mt}
- die tatsächliche Lenkübersetzung i_{Lt} ,

wobei gilt:

$$v_m > v_{mt} \quad \text{und} \quad i_L < i_{Lt}.$$

Für die Verlustleistung ergibt sich dann mit den Gleichungen 2/149 und 2/92 (hier nur für den großen Radienbereich betrachtet!), wenn man triebwerkseitig rechnet, d.h. mit den Triebtradgeschwindigkeiten:

$$V_S = F_G \cdot v_m \cdot \left(f_R \cdot s_V + \frac{f_W \cdot \lambda}{2 \cdot i_{Lt}} \cdot s_W \right) \quad 2/150$$

mit den Schlupfzahlen für die

- Vorwärtsbewegung

$$s_V = 1 - \frac{v_{mt}}{v_m} = 1 - \frac{2 \cdot v_{mt}}{v_a + v_i} \quad 2/151$$

- Wendebewegung

$$s_W = 1 - \frac{v_{mt}}{v_m} \cdot \frac{i_L}{i_{Lt}} = 1 - \frac{v_{mt} \cdot 2}{i_{Lt} \cdot (v_a - v_i)}. \quad 2/152$$

Messbare Größen sind:

- v_{mt} tatsächliche Fahrgeschwindigkeit
- i_{Lt} tatsächliche Lenkübersetzung, entsprechend dem tatsächlich gefahrenen Kurvenradius
- v_a, v_i Triebtradgeschwindigkeiten (entsprechend Triebraddrehzahlen).

Der Schlupf hat zumindest auf fester Fahrbahn auf die Fahrgeschwindigkeit einen relativ geringen Einfluss, da die Querkomponente v_{tq} (Abb. 2.62) mit dem Schwimmwinkel β klein ist. Man kann deshalb mit

$$v_{mt} \approx v_m$$

rechnen.

Der Einfluss des Schlupfes auf den gefahrenen Kurvenradius ist dagegen nicht vernachlässigbar.

Die Vergrößerung des tatsächlich gefahrenen gegenüber dem theoretischen Radius, der sich aus den Triebbraddrehzahlen mit Gleichung 2/66

$$i_L = \frac{n_a + n_i}{n_a - n_i} = \frac{R}{s/2}$$

ergibt, lässt sich mit dem *Radienvergrößerungsfaktor*

$$f_K = \frac{R_t}{R} \quad 2/153$$

ermitteln.

Er ist von der Fahrzeuggröße (l_a , s), von der Fahrbahnart und der Gleiskettenart/-ausführung abhängig. Bei Polsterketten kommen - wie auch bei den Reifen von Radfahrzeugen - die Einflüsse des Abnutzungszustandes der Polster, des Alterungszustandes des Polstergummis, die Pressung der Polster auf der Fahrbahn (Laufrollenlasten) und die mögliche Erwärmung der Polster hinzu. Es wird der Wendewiderstand (die Reibung) beeinflusst. Untersuchungen hierzu liegen nicht vor.

Mit steigender Geschwindigkeit bei konstantem Radius R nimmt der Faktor, abhängig von den Randbedingungen, mehr oder weniger zu. Dabei wirkt der Einfluss der Fliehkraft und damit des Schlupfes (vergl. Kapitel 2.3.7.5 Kitano) gegen den radiusmindernden Übersteuereffekt (vergl. Kapitel 2.3.7.3), der von dem Wendepolabstand und damit ebenfalls von der Fliehkraft abhängig ist.

Aus einigen Untersuchungen ist bekannt:

Universität der Bundeswehr Hamburg (Helmut-Schmidt-Universität) [7]:

- Jagdpanzer Jaguar mit einer mittleren Laufrollenlast von 2,6 t
- Betonfahrbahn
- Radius < 500 m
- Fahrgeschwindigkeit bis 51,7 km/h
- Radienvergrößerungsfaktoren streuten über eine Bandbreite von 1,7 bis ca. 2, wobei eine Tendenz der Zunahme des Wertes mit der Geschwindigkeit erkennbar ist.

Universität der Bundeswehr München:

- MTW M 113 mit einer mittleren Laufrollenlast von 1,14 t
- Asphalt
- Radius \leq 40 m
- Fahrgeschwindigkeiten bis etwa 25 km/h
- Radienvergrößerungsfaktor im Mittel 1,5

- Fahrgeschwindigkeiten bis 40 km/h
Radienvergrößerungsfaktor im Mittel 1,9
- Polsterhöhe ca. 70 %, Umgebungstemperaturen 10 bis 15° C.

Universität der Bundeswehr München:

- Waffenträgers Wiesel (Prototyp) mit einer mittleren Laufrollenlast von 0,29 t
- Asphalt
- Radius ≤ 30 m
- Fahrgeschwindigkeiten bis 10 km/h
- Radienvergrößerungsfaktor im Mittel 1,5
- Fahrgeschwindigkeiten bis 40 km/h
Radienvergrößerungsfaktor 1,25 bis 1,4
- Polsterhöhe ca. 100 %, Umgebungstemperaturen 10 bis 15° C.

Fa. ZF grundsätzliche Untersuchungen:

- KPz Leopard 1
- Beton
- Radius bis in den Bereich des kräftefreien Mitlaufens der kurveninneren Kette
- Radienvergrößerungsfaktor ca. 1,6 bis > 2 (bei den größeren Radien).

TH Braunschweig (TU Braunschweig) [20]:

- Kettenrad (ohne Vorderrad)
- Rasen
- Radius bis ca. 12 m
- Fahrgeschwindigkeiten 2 bis 3 km/h
- Radienvergrößerungsfaktor 1,3.

3 Antrieb

Für den Antrieb von Kettenfahrzeugen wird bis heute überwiegend der Verbrennungsmotor in Hubkolbenbauweise in Verbindung mit einem Kennungswandler verwendet.

Anhand der Abb. 3.1 lässt sich ein Überblick über die dafür notwendigen und möglichen Elemente des Antriebsstranges verschaffen, wobei von der zweiten Spalte nach rechts der Entwicklungsfortschritt dargestellt ist.



Abb. 3.1: Elemente des Antriebsstranges im Kettenfahrzeug

Daneben stehen als Antriebsmaschine auch andere Wärmekraftmaschinen, wie die Gasturbine und wieder alternative Antriebe mit elektrischen Maschinen zur Diskussion.

In diesem Kapitel sollen die verschiedenen Arten der Antriebsmaschinen mit ihren Stärken und Schwächen vorgestellt werden. In Zukunft werden die alternativen Antriebe mit elektrischen Maschinen wegen der zu erwartenden Verknappung der Erdölrreserven eine größere Rolle spielen. Hier steht die Entwicklung vor allem der erforderlichen Speichertechnologie vor großen Herausforderungen.

3.1 Auswahlkriterien für die Motorisierung

Mit den im Kapitel 1 dargelegten Leistungsbegriffen - insbesondere spezifische Leistung (Überblick über die Entwicklung militärischer Kettenfahrzeuge in Abb. 3.2), Steigfähigkeit (Forderung: 60 %), Kraftstoffverbrauch und Fahrbereich - lassen sich vornehmlich folgende Beurteilungskriterien für den Antriebsmotor eines Kettenfahrzeugs definieren:

- Betriebsverhalten:
 - Beschleunigungsverhalten,
 - Dauerhöchstgeschwindigkeit,
 - Temperatur- und Höhenverhalten,
 - Staubbelastung und Filterung,
 - Waten und Unterwasserfahren (Wassergängigkeit),
- Brennstoffverbrauch:
 - bei Vollast und Teillast (Marschfahrt),
 - für den Kampftag (z.B. 24 h),
- Bauvolumen und Gewicht der gesamten erforderlichen Antriebsanlage,
- Kosten:
 - Beschaffungskosten,
 - Wartung, Instandsetzung und Lebensdauer (life cycle costs),
 - Möglichkeit zur Kampfwertsteigerung,
- Emissionsverhalten:
 - Abgasemissionen,
 - Geräuschemissionen
 - thermische Abstrahlungen,
 - Schwingungen.

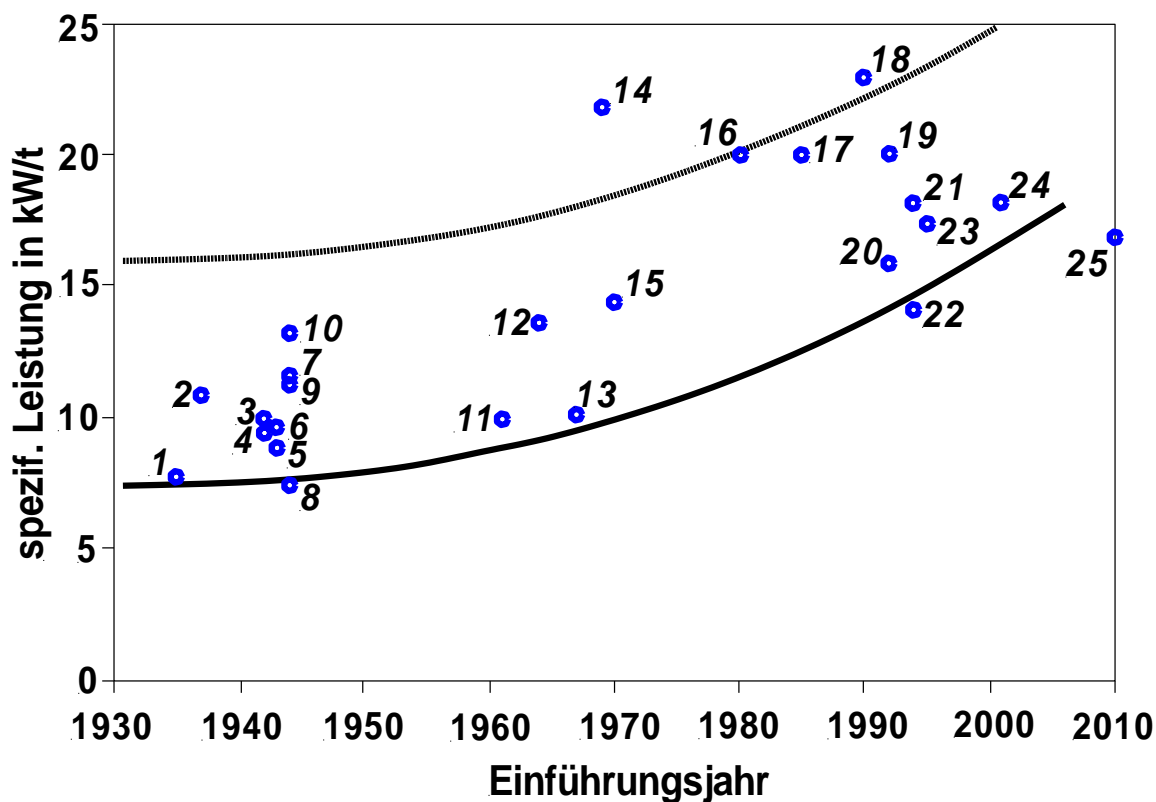
Daraus lassen sich die hauptsächlichen Anforderungen an das Triebwerk mit folgenden Begriffen festmachen:

- Zugkraft \sim Drehmoment M_d ,
- Verbrauch, eng mit den Emissionen gekoppelt,

bei Zugkraft und Verbrauch werden die Zusammenhänge durch

- Leistung $P_e \sim$ Drehmoment $M_d \times$ Drehzahl n_{mot}
- Drehmoment $M_d \sim$ Arbeitsdruck $p_e \times$ Hubvolumen V_H
- spezifischer Kraftstoffverbrauch $b_e \sim$ Kraftstoffverbrauch/Leistung P_e
(Wirtschaftlichkeit)

gekennzeichnet.



1 Pz.Kpfw. I	9 T 34/85 (UdSSR)	17 T 80 U (GUS)
2 Pz.Kpfw. II	10 Comet (GB)	18 WaTrg Wiesel 1
3 Pz.Kpfw. III L	11 M 60 A3 (USA)	19 Leclerc (Frankreich)
4 Pz.Kpfw. VI Tiger	12 Strv 103B (Schweden)	20 T 90 (GUS)
5 Pz.Kpfw. IV H	13 Chieftain (GB)	21 T 84 (Ukraine)
6 Sherman (USA)	14 KPz 70	22 Challenger 2 (GB)
7 Pz.Kpfw. V G Panther	15 KPz Leopard 1 A4	23 M1 A2 (USA)
8 Pz.Kpfw. VI Tiger II	16 KPz Leopard 2 A4	24 KPz Leopard 2 A6
		25 KPz Leopard 2 A7

Abb. 3.2: Spezifische Leistungen von Kampfpanzern

Weitere Anforderungen sind

- Viel-/Mehrstofffähigkeit (darauf wird heute weitgehend verzichtet),
- Wassergängigkeit,
- Bremswirkung des Antriebs,
- Wärmesignatur,
- Logistik..

Bezüglich der Zugkraftanforderungen orientiert man sich mit Hilfe der Fahrzustandsdiagramme - hier soll nur das Zugkraftdiagramm (Abb. 3.3) angewendet werden - an der so genannten „idealen Zugkrafthyperbel“. Sie stellt den Leistungsverlauf der idea-

lisierten Forderung dar, dass der Motor eine einmal mit dem Fahrpedal eingestellte Leistung unabhängig von den wechselnden Fahrwiderständen und Fahrgeschwindigkeiten konstant hält. In der Regel wird die Hyperbel für Motorvolllast dargestellt. Das bedeutet, dass das Antriebsaggregat das Feld unterhalb der „idealen Zugkrafthyperbel“ mit allen seinen Lastzuständen abdecken können soll.

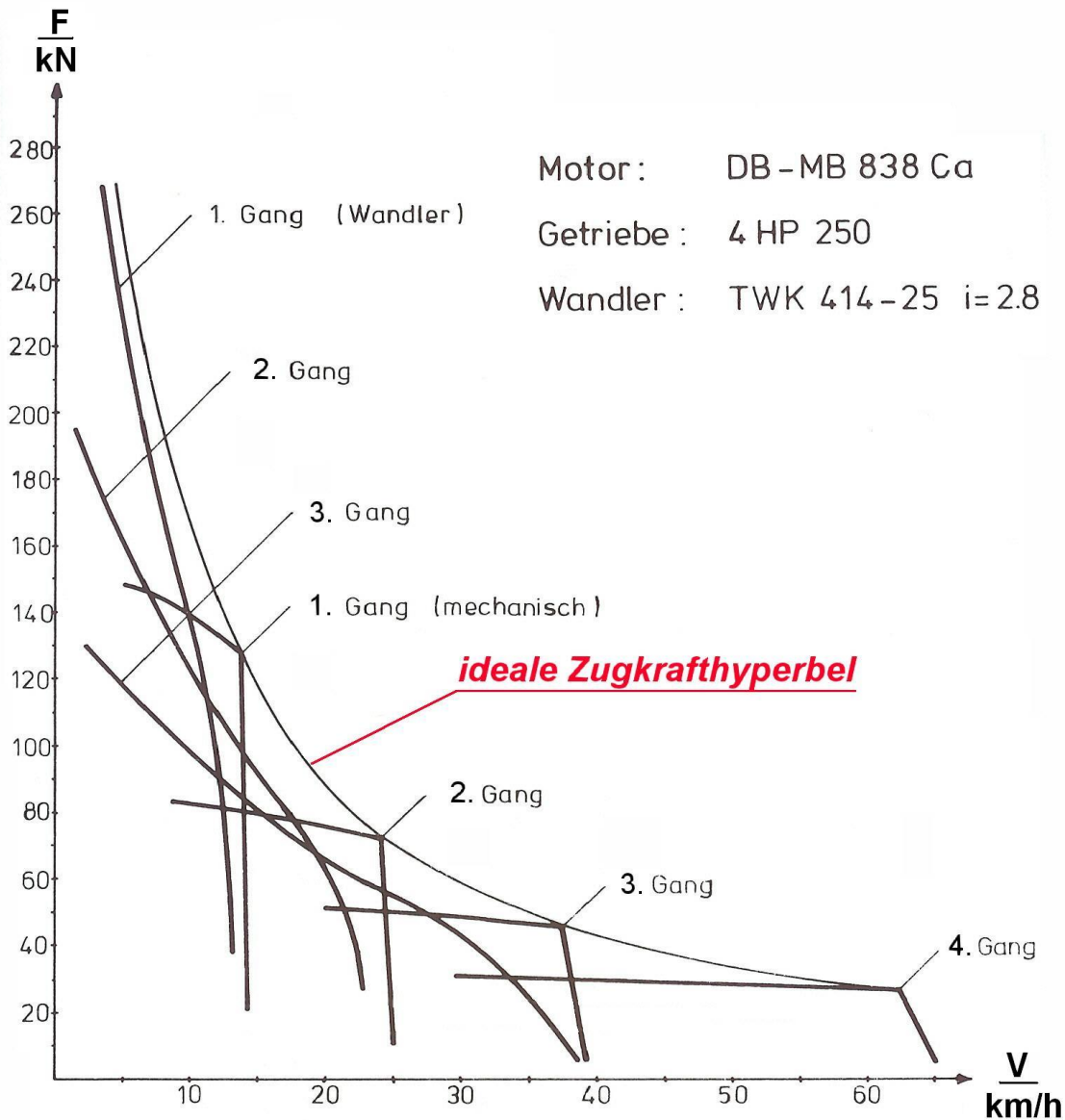


Abb. 3.3: Zugkraftdiagramm bei Motorvolllast (ohne Fahrwiderstände)

Es bestehen folgende Zusammenhänge aus den Gleichungen 2/8 und 2/9:

$$F_{ZT} = \frac{M_T}{r_T}$$

$$M_T = M_d \cdot \eta_T \cdot i_{ges}$$

$P_T = F_{ZT} \cdot v$ (schlupffreie Betrachtung, vgl. Kapitel 2.2).

Für die „ideale Zugkrafthyperbel“ für Motorvolllast muss die maximale Motorleistung P_{enenn} eingesetzt werden, so dass für diese Hyperbel geschrieben werden kann:

$$F_{ZT} = \frac{P_{Tmax}}{v} = \frac{P_{enenn} \cdot \eta_T}{v}.$$

Für die im Kettenfahrzeug in Frage kommenden Antriebe ergeben sich die Drehmoment- und damit Zugkraftcharakteristiken in Abb. 3.4.

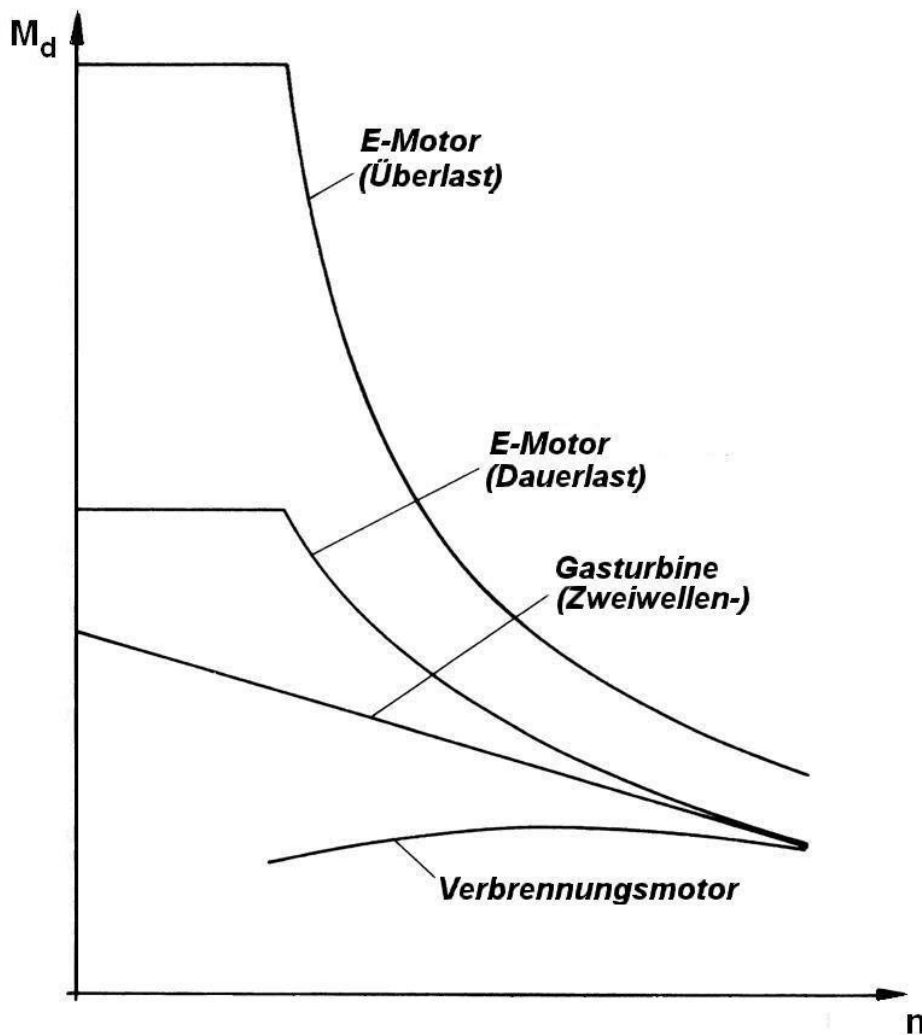


Abb. 3.4: Kennlinien verschiedener Antriebsmaschinen

Man erkennt, dass der Verbrennungsmotor die Forderung schlecht erfüllt. Nur im Bereich zwischen höchstem Drehmoment und maximaler Drehzahl ist eine gewisse Annäherung an die „ideale Zugkrafthyperbel“ möglich. Das bedeutet zum einen, dass dieser Bereich möglichst groß sein soll (der Motor soll „elastisch“ sein, eine „Büffelcha-

rakteristik“, eine gute Eigenwandlungsfähigkeit aufweisen), und zum anderen, dass der Verbrennungsmotor die Forderung nur mit Hilfe eines Drehmomentwandlers (Getriebes) erfüllen kann.

3.2 Ottomotor

Bei den Antrieben für Kettenfahrzeuge wurde bis in die 1960er Jahre in den westlichen Ländern Europas und in den USA noch überwiegend der Ottomotor verwendet. Der Ottomotor baut bei gleichen Randbedingungen kleiner und leichter als der Dieselmotor.

So wurden beim deutschen Tiger/Panther 0,76 m³/100 kW gegenüber 0,98 m³/100 kW beim sowjetischen T 34 für das Einbauvolumen benötigt. Letzterer schnitt wegen seines Motorblocks aus Aluminium beim Gewicht etwas günstiger mit 2,2 kg/kW gegenüber 2,3 kg/kW ab.

Die Begründung liegt vor allem im Gemischheizwert H_G des im Motor verbrannten Kraftstoffluftgemisches, der beim Ottomotor wegen des kleineren Luftüberschusses bzw. Luftmangels kleiner ist.

$$p_e = H_G \cdot \rho_{FL} \cdot \lambda_L \cdot \eta_e \quad 3/1$$

$$M_d = \frac{p_e \cdot V_H \cdot n_{Ar}}{2 \cdot \pi \cdot n_{mot}} \quad 3/2$$

Der Dieselmotor (als Saugmotor) muss demnach bei gleichem Motordrehmoment ein größeres Hubvolumen haben. Außerdem weist der Ottomotor ein höheres Drehzahlniveau (er hat einen geringeren Zündverzug) einerseits und andererseits geringere Verbrennungsdrücke auf. Damit reagiert er besser auf Laständerungen und führt zu geringeren Schwingungsbelastungen.

Die Wirtschaftlichkeit des Ottomotors ist wegen der Steuerung mittels Drosselklappe (Drosselverluste verschlechtern den effektiven Wirkungsgrad η_e) und des geringeren Verdichtungsverhältnisses (verringert ebenfalls den effektiven Wirkungsgrad η_e) schlechter. Letzteres vor allem deshalb, weil der Ottomotor im militärischen Einsatz mit niedrigeren Verdichtungsverhältnissen betrieben werden muss, um auch ggf. Benzin mit niedrigeren Oktanzahlen (geringer Klopfestigkeit) verwenden zu können.

Es gilt für den spezifischen Kraftstoffverbrauch

$$b_e \sim \frac{1}{\eta_e}.$$

Der höhere Kraftstoffverbrauch wird im militärischen Einsatz auch dadurch verursacht, dass das Gefechtsfahrzeug die überwiegende Zeit im Teillastbereich, d.h. im Bereich der Drosselung des Motors betrieben wird. Ein Gefechtsfahrzeug läuft z.B. in einem 24- oder 48h-Kampftag (vergl. Abb. 3.5) nur maximal 20 % seiner Betriebszeit mit Volllast (mit zunehmendem installierten Motorisierungsgrad wird der Anteil geringer), so dass vor allem der Verbrauch im Teillastbereich und Leerlaufbetrieb für den Fahrbereich von Interesse ist.

Andere Quellen geben einen Volllastanteil von ca. 5 % der Betriebszeit, einen Anteil von ca. 30 % für 70 % der Volllast und einen Anteil von ca. 65 % für Leerlaufphasen an.

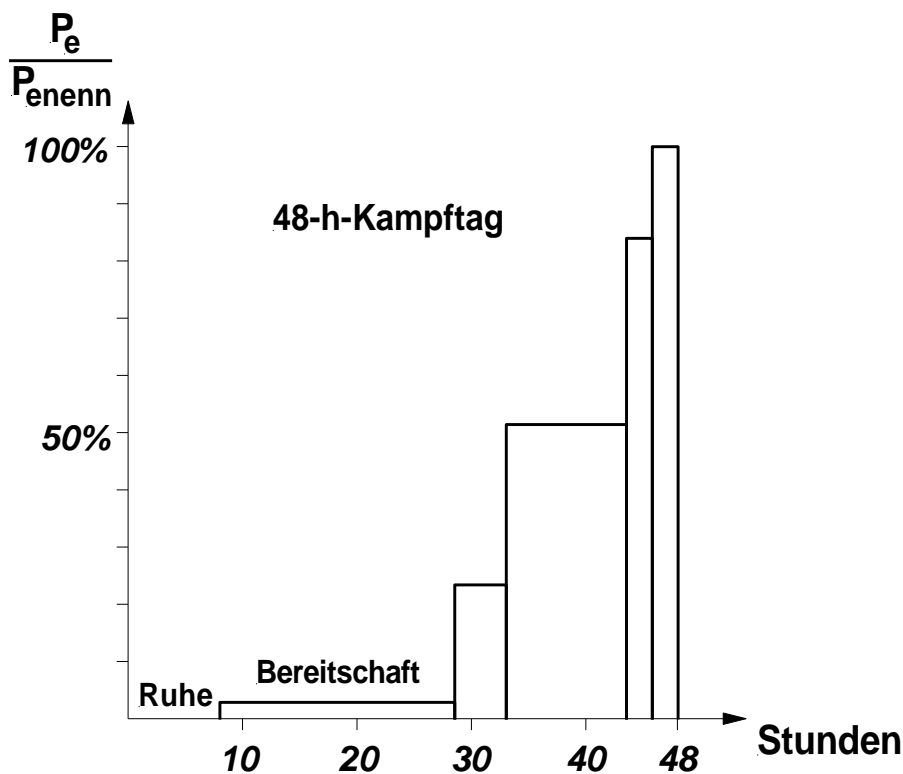


Abb. 3.5: Belastungsverteilung eines Fahrzeugs der 22 kW/t-Klasse mit Dieselmotor (in vereinfachter Darstellung)

Das Einsatzprofil und die zunehmende Anzahl der Verbraucher wie Klimaanlage, Wärmebildgerät usw. geben der zusätzlichen Installation eines Hilfsaggregates (Auxiliary Power Unit = APU) einen Sinn, indem man den Hauptmotor in den Phasen, in denen das Fahrzeug in Bereitschaft (in der Stellung) steht, abschaltet und die Stromversorgung durch die APU gewährleistet. Dazu bieten sich kleinere Aggregate an wie z.B. ein Wankelmotor oder auch eine Gasturbine (beides wurde erprobt). Akkumulato-

ren (vergl. Kapitel 3.7.2.1) sind nach dem heutigen Stand der Entwicklung bei den erforderlichen langen Stillstandzeiten noch nicht in der Lage, wohl aber eine Brennstoffzelle als APU (vergl. Kapitel 3.7.2.2).

Möglichkeiten zur Verbrauchssenkung sind beim Ottomotor die Direkteinspritzung (Innenkühlung, mit und ohne Ladungsschichtung), die variable Ventilsteuerung (mit dem Ziel der drosselfreien Laststeuerung), die Zylinderabschaltung (weniger Drosselverluste durch häufigeren Betrieb im oberen Teillast- bis Volllastbereich) und das Downsizing (weniger Drosselverluste durch häufigeren Betrieb im oberen Teillast- bis Volllastbereich, weniger Reibungsverluste). Es lassen sich heute spezifische Kraftstoffverbräuche erreichen, die nur noch um ca. 16 % über denen des aufgeladenen Dieselmotors mit Direkteinspritzung liegen.

Downsizing bedeutet aber zunächst einen kleineren, weniger leistungsfähigen Motor. Zur Drehmoment- und Leistungssteigerung setzt man die Aufladung des Motors (vergl. Kapitel 3.3.1) ein, was durch das Problem der Klopfestigkeit des Kraftstoffs eingeschränkt ist. Hier helfen die Direkteinspritzung und eine variable Verdichtung. Letztere kann auch in gewissen Grenzen das Problem der schlechten Kraftstoffqualitäten mindern. Eine Abgasturboaufladung muss ggf. zweistufig (vergl. Kapitel 3.3.1.2) ausgelegt werden, um die Schwierigkeiten im unteren Last- und Drehzahlbereich zu beheben, und/oder ein vielstufiger Drehmomentwandler muss hier helfen.

Weitere Maßnahmen zur Kraftstoffverbrauchsminderung sind die bedarfsgerechte Steuerung/Regelung der Hilfsaggregate, die Wirkungsgradverbesserung dieser Aggregate und die Heißkühlung (geschlossenes Kühlsystem mit Kühlmitteltemperaturen $> 100^{\circ}\text{C}$), wodurch auch der Raum- und Gewichtsbedarf des Triebwerks gesenkt werden.

Diese Maßnahmen zur Verbrauchssenkung und Leistungssteigerung, die auch beim Dieselmotor eingesetzt werden können, sind aber nicht mehr in die Entwicklung von Ottomotoren für Kettenfahrzeuge eingeflossen, da dieses Motorenprinzips hier seit 1960er Jahre nicht mehr eingesetzt wird.

Mit dem gesamten Kraftstoffversorgungssystem (Tank, Gemischbildungssystem) rechnet man mit einer Energiedichte von ca. 11kWh/kg bzw. ca. $7,8\text{ kWh/dm}^3$ (ohne Kraftstoffversorgungssystem: ca. $11,6\text{ kWh/kg}$ bzw. $8,7\text{ kWh/dm}^3$).

3.3 Dieselmotor

Im Laufe der Entwicklung der gepanzerten Gefechtsfahrzeuge hat sich der Dieselmotor gegenüber dem Ottomotor besonders wegen seiner besseren Wirtschaftlichkeit durchgesetzt.

Ein weiterer wichtiger Vorteil ist die geringere Brandgefahr des Dieselmotorkraftstoffs, der nicht so leicht verdampft wie Benzin und somit einen höheren Flammpunkt hat.

Darüber hinaus kann der Dieselmotor vielstofffähig bzw. mehrstofffähig sein, wenn Gemischbildungsverfahren mit „indirekter Kraftstoffeinspritzung“ (Vorkammer-, Wirbelkammer-) oder mit „wandverteilernder Einspritzung“ (MAN - M - Verfahren, ähnlich KHD - D - Verfahren) angewendet werden. Mit diesen Motoren kann neben Dieselmotorkraftstoff auch Ottomotorkraftstoff (mit Oktanzahl bis ROZ 92 ± 1) und Düsentreibstoff gefahren werden. Um die damit verbundenen Leistungseinbußen aufzufangen, muss allerdings mit einer kraftstoffabhängigen Förderbeginnverstellung gearbeitet werden. Dieses Problem besteht bei den Vielstoffmotoren mit dem MAN - FM-Verfahren und KHD - AD - Verfahren (weiterentwickelte wandverteilernde bzw. wandnahe Einspritzung) nicht, da hier die Zündung durch eine Zündkerze eingeleitet wird. Damit lassen sich auch Ottomotorkraftstoffe mit Oktanzahlen bis ROZ 100 einwandfrei betreiben.

Diese Verbrennungsverfahren wurden durch die Direkteinspritzung zunehmend verdrängt, bei der durch die Weiterentwicklung der Einspritzung mit geteilter Einspritzmenge die bis dato vorhandenen Nachteile bezüglich Geräuschentwicklung und schlechterem Emissionsverhalten zum Teil überwunden werden konnten.

Die Direkteinspritzung hat gegenüber den anderen Dieselmotorenverfahren den entscheidenden Vorteil des 15 bis 20 % geringeren Verbrauches. Bei ihr setzt sich im Fahrzeugbau das Common-Rail-Einspritzsystem gegenüber dem bauaufwändigeren Pumpe-Düse-System durch. Letzteres führt zu einem raueren Motorlauf und ist vor allem bezüglich der Zuteilung der Einspritzmenge nicht so flexibel. Auf die Viel- bzw. Mehrstofffähigkeit wurde zu Gunsten des geringeren Verbrauchs verzichtet. Lediglich eine Zweistofffähigkeit für Diesel- und Düsenmotorkraftstoff muss gewährleistet sein, was beim Common-Rail-System ggf. eine zusätzliche Schmierung der Pumpe erfordert. Das Pumpe-Düse- und das Common-Rail-System erfordern wegen der hohen Einspritzdrücke eine bessere Filterung des Kraftstoffs.

Auch das Downsizing hilft bei der Verringerung des Verbrauchs. Weiterhin sind hier die variable Düsengeometrie, Drallgestaltung der Einlassseite, Restgasausspülung,

Reibungsminderung, variable Ventilsteuerung und veränderliche Kompression zu nennen (vergl. Kapitel 3.2).

Wegen der zunehmenden Anzahl an Verbrauchern im Fahrzeug ist auch hier zur Verbrauchssenkung eine APU sinnvoll (vergl. Kapitel 3.2).

Die CO-, HC-Emissionen des Dieselmotors sind geringer, die NO_x- und Partikel-Emissionen sind dagegen höher als beim Ottomotor. Die Abgasnachbehandlung durch Katalysatoren ist bei beiden erforderlich, wobei die Filterung der Abgase zur Reduzierung der Partikel beim Dieselmotor zusätzlichen Bauraum erfordert.

Mit dem gesamten Kraftstoffversorgungssystem (Tank, Gemischbildungssystem) rechnet man mit einer Energiedichte von ca. 9 bis 10 kWh/kg bzw. ca. 8 bis 9 kWh/dm³ (ohne Kraftstoffversorgungssystem: ca. 11,9 kWh/kg bzw. 9,9 kWh/dm³).

3.3.1 Aufladung

Der Nachteil des prinzipbedingten niedrigeren Drehmomentes und Drehzahlniveaus und damit des geringeren Leistungsvermögens des Dieselmotors lässt sich mit Hilfe der Aufladung mehr als ausgleichen.

Mit Hilfe der Gleichung

$$P_e = p_e \cdot V_H \cdot n_{Ar} = M_d \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{mot} \quad 3/3$$

(mit der Arbeitsspielzahl $n_{Ar} = n_{mot}$ beim Zweitaktverfahren und $n_{Ar} = n_{mot}/2$ beim Viertaktverfahren) lässt sich zunächst erkennen, dass eine Leistungssteigerung durch eine Erhöhung der Motordrehzahl und/oder durch eine Vergrößerung des Hubraumes möglich ist. Allerdings haben diese Maßnahmen zum Teil auch negative Auswirkungen auf den mittleren Kolbendruck p_e , da sie v.a. den mechanischen Anteil im effektiven Wirkungsgrad η_e verschlechtern (vergl. Gleichung 3/1). Außerdem wird das Ansprechverhalten (vergl. oben) durch die höheren Massen noch träger, so dass ggf. auf leichtere Werkstoffe zurückgegriffen werden muss.

Mit der Aufladung - durch ihren relativ einfachen Anbau an den Motor kann gegenüber den anderen Verfahren eine Motorfamilie kostengünstiger erweitert werden - wird die drehmoment- und damit leistungssteigernde Wirkung durch die Vergrößerung des mittleren Kolbendruckes p_e erreicht. Es wird durch einen Verdichter die Frischluftzufuhr, d.h. die Füllung des Motors erhöht (der Liefergrad λ_L verbessert, vergl. Gleichung 3/1), so dass eine größere Kraftstoffmasse verbrannt werden kann. Die

Verdichtung der Frischluft des Motors führt zu deren Erwärmung, was die Füllung wegen der damit verbundenen geringeren Dichte aber negativ beeinflusst. Die Frischluft wird deshalb meistens nach der Verdichtung durch einen Ladeluftkühler gekühlt.

Es haben sich die folgenden Möglichkeiten der Aufladung durchgesetzt.

3.3.1.1 Mechanische Aufladung

Gegenüber dem Saugmotor erhält man mit dieser Aufladungsart (Abb. 3.6.a)) besonders im unteren Drehzahlbereich die wünschenswerte Drehmomentsteigerung (Abb. 3.7). Zur Anwendung als Lader kommen hier in der Regel Drehkolbenverdichter (Rootsgebläse), Radialverdichter und Schraubenverdichter.

Der Motor der Fahrzeugfamilie des KPz Leopard 1 ist mit einem Radialverdichter mechanisch aufgeladen (Abb. 3.8).

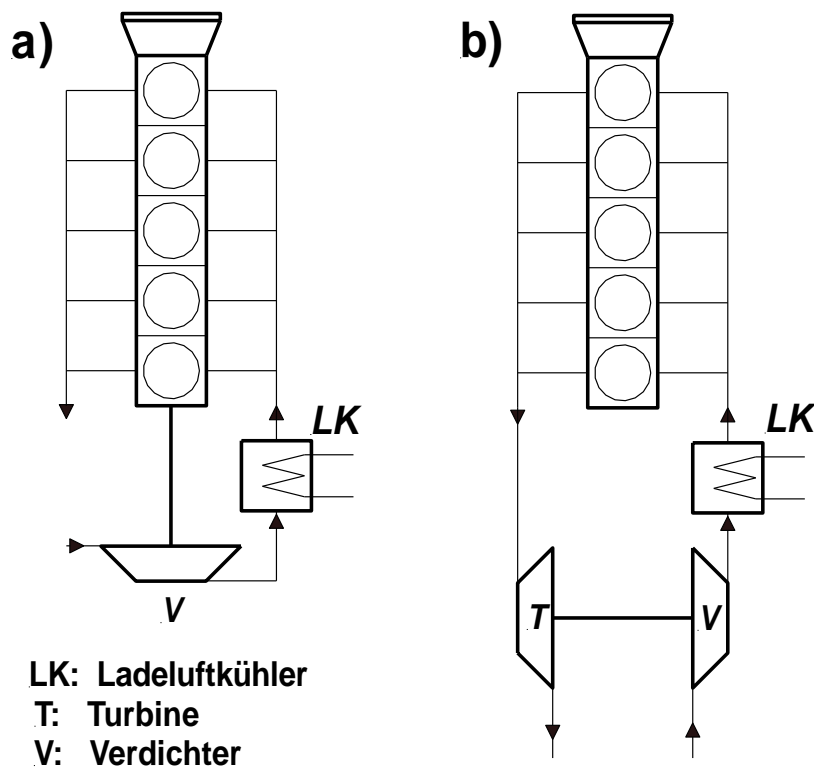


Abb. 3.6: Prinzip der a) mechanischen und b) Abgasturboaufladung (mit Ladeluftkühlung)

Vorteil dieses Aufladungsverfahrens ist, dass die Luftmenge drehzahlabhängig zur Verfügung gestellt wird, da der Verdichter mechanisch vom Motor angetrieben wird. Bei einer Laständerung steht deshalb sofort die nötige Luftmenge zur Verfügung.

Der mechanische Lader stellt die kostengünstigste Lösung zur Aufladung eines Motors dar.

Es sind bei Serienmotoren Leistungs- und Drehmomentsteigerungen bis zu ca. 50 % möglich.

Nachteilig ist allerdings der Energiebedarf des Verdichters, der ja vom Motor z.B. über Stirnräder angetrieben wird. Die Wirtschaftlichkeit wird schlechter. Es werden etwa 20 % der erreichten Leistungssteigerung für den Antrieb des Verdichters benötigt.

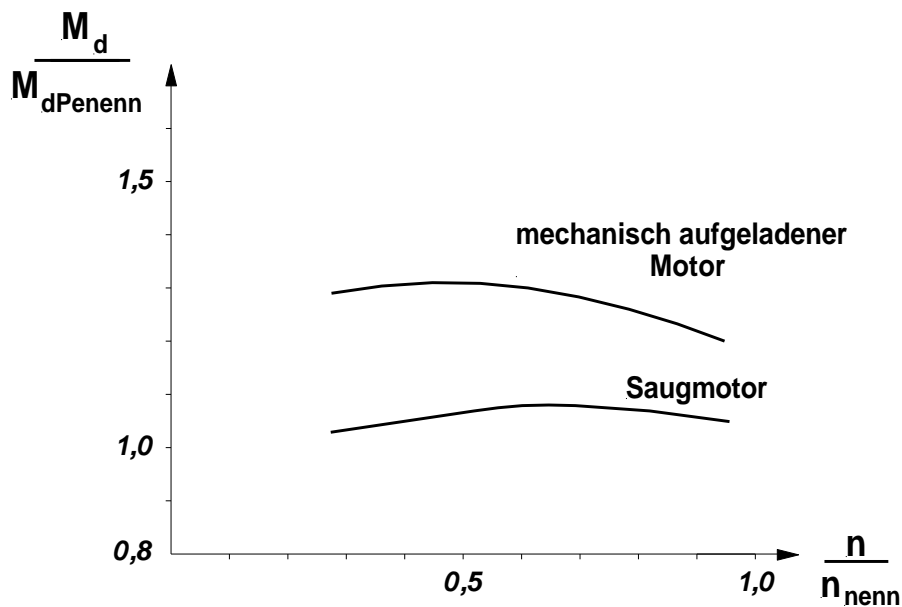


Abb. 3.7: Vergleich der Drehmomentkennlinien eines mechanisch aufgeladenen Dieselmotors und eines Saugmotors (bezogen auf den Saugmotor)

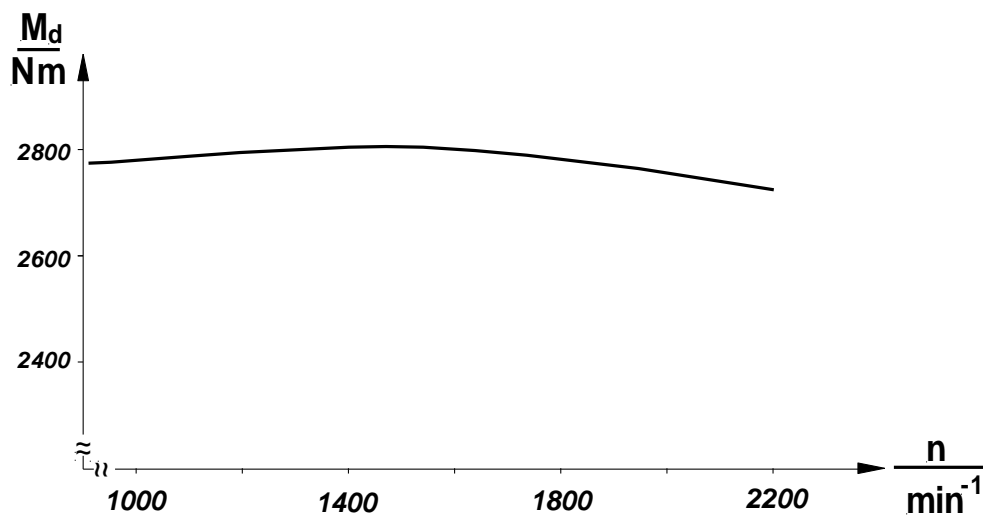


Abb. 3.8: Drehmomentkurve Volllast des Leopard 1 ([46] Erprobung Leopard 1)

3.3.1.2 Abgasturboaufladung

Bei dieser Aufladungsart (Abb. 3.6 b)) wird die beim Saugmotor ungenutzte Abgasenergie des Motors zumindest teilweise zur Verringerung der Ladungswechselarbeit und zur Vorverdichtung der angesaugten Luft genutzt. Das bedeutet, dass die thermischen Verluste der „unvollkommenen Dehnung“ gemindert werden. Die Wirtschaftlichkeit lässt sich dadurch gegenüber dem Saug- und dem mechanisch aufgeladenen Motor verbessern (z.B. Saugmotor $b_e = 235$ g/kWh, Motor mit Abgasturboaufladung $b_e = 211$ g/kWh).

Es lassen sich bei Serienmotoren Leistungssteigerungen von ca. 70 % und Drehmomentsteigerungen von ca. 80 % erreichen.

Eine Problematik besteht bei diesem System in dem trägeren Regelverhalten, das in dem unterschiedlichen Betriebsverhalten von Hubkolbenmotor und Strömungsmaschine (Abgasturbolader) begründet ist. Das Trägheitsmoment des Laders spielt hier vor allem bei größeren Turboladern wie bei Panzermotoren auch noch eine Rolle. Beim Beschleunigen aus niedrigen Motordrehzahlen reagiert der Motor mit einem Rauchstoß (Ruß), da der Lader noch keinen ausreichenden Luftdurchsatz hat („Turboloch“; vergl. Abb. 3.9).

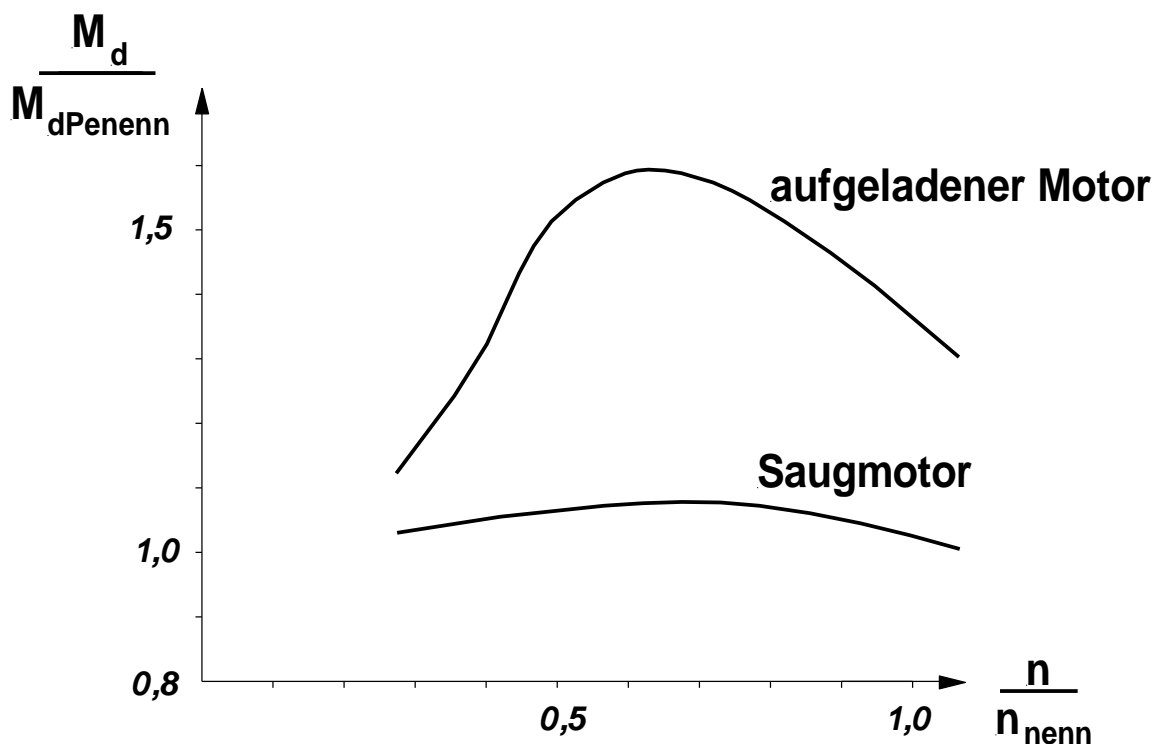


Abb. 3.9: Vergleich einer Drehmomentkennlinie eines abgasturboaufgeladenen Dieselmotors und eines Dieselsaugmotors (bezogenen auf den Saugmotor)

Dem ließe sich mit einer ladedruckabhängigen Regeleinrichtung der Einspritzpumpe begegnen, allerdings verbunden mit einem Leistungsverlust.

Die Verkleinerung des Turboloches lässt sich z.B. durch Vergrößern des Hubraumes erreichen, wodurch die Drehmomentkurve für den Saugbetrieb angehoben wird und der Aufladegrad geringer sein kann. Es werden damit dann aber wieder Motorgewicht und Bauvolumen zunehmen.

Eine weitere Möglichkeit stellt die Brennkammer dar, die im unteren Drehzahlbereich die für den Abgasturbolader notwendige Abgasmenge bei Bedarf zur Verfügung stellt (Abb. 3.10). Damit ergibt sich die Verbesserung im Beschleunigungsverhalten. Das Rauchverhalten wird damit auch verbessert, die Wirtschaftlichkeit aber wieder verschlechtert.

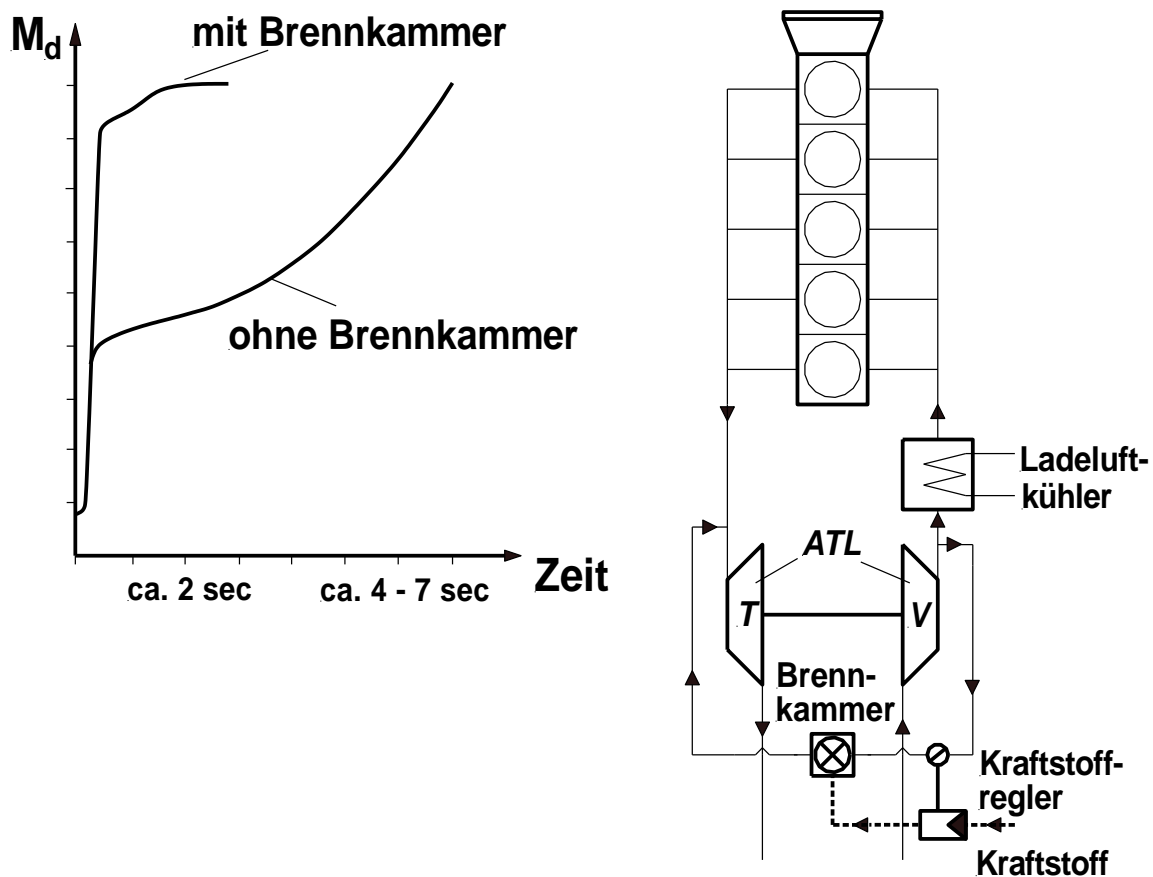


Abb. 3.10: Beispiel für das Beschleunigungsverhalten eines abgasturboaufgeladenen Dieselmotors mit Brennkammer

Will man die Möglichkeit der Brennkammer umgehen, kann man eventuell auf die im PKW-Bau üblichen Abblaseverfahren zurückgreifen. Dabei wird der Abgasturbolader

auf hohes Drehmoment bei kleinen Motordrehzahlen ausgelegt, und im oberen Drehzahlbereich werden Abgase an der Turbine vorbeigeleitet oder Ladeluft abgeblasen, um zu hohe Verbrennungsdrücke zu vermeiden.

Von gewissem Erfolg ist auch das kurzfristige Abschalten des Kühlgebläses während des Beschleunigungsvorganges, wodurch ein Mehr an Leistung für diesen begrenzten Zeitraum zur Verfügung steht.

Im LKW-Bau ist auch die Möglichkeit der Drucklufteinblasung im unteren Drehzahlbereich untersucht worden. Das erfordert eine Druckluftversorgungsanlage, die den so schon engen Raum in einem Kampffahrzeug zusätzlich belastet, oder die Verbindung mit einer pneumatischen Rekuperation (vergl. Kapitel 3.7.1). Ein zusätzlicher Energiebedarf für die Anlage ist auch zu berücksichtigen.

Es gibt auch die Möglichkeit mit einem elektrischen Antrieb der Turbine im unteren Drehzahlbereich des Motors mit elektrischer Nutzung der Abgasenergie.

Eine weitere, aufwändige Lösung stellt die Stufenaufladung dar. Hierbei werden zwei Lader unterschiedlicher Größe parallelgeschaltet. Der kleinere der beiden Lader arbeitet zunächst im unteren Drehzahlbereich allein, während der zweite, größere Lader ladedruckabhängig für den erweiterten Drehzahlbereich zugeschaltet wird. Statt des kleineren Abgasturboladers kann auch ein mechanischer Lader (Rootsgebläse, Schraubenlader) vom Motor oder elektrisch angetrieben verwendet werden. Ein Lader mit kleinem Turbinenquerschnitt zielt auf eine Auslegung mit hohem Drehmoment bei niedrigeren Drehzahlen und günstigen Kraftstoffverbrauchswerten ab.

Eine andere Möglichkeit ist ein verstellbarer Leitradapparat (variable Turbinengeometrie VTG), mit dem der Turbinenteil des Abgasturboladers dem jeweiligen Betriebszustand angepasst werden kann. Dieses System beschneidet nicht die Vorteile der Abgasturboaufladung und stellt keine zusätzlichen räumlichen Anforderungen.

Der derzeit gängige Panzermotor für hochbewegliche Fahrzeuge ist abgasturboaufgeladen. Seine Entwicklung ist noch nicht abgeschlossen. Man strebt den hochaufgeladenen Motor an (vergl. Tabelle 3.1). Bereits mit dem amerikanischen Motor des KPz 70 (Abb. 2.53), dem Continental Motor AVCR 1100, war ein maximaler Arbeitsdruck von $p_e = 26$ bar möglich. Der Motor war ein Prototyp und ist nie in Serie gegangen. Er besaß eine Stufen-Aufladung bestehend aus einem mechanischen Lader (Rootsgebläse) für den unteren Drehzahlbereich und einem Abgasturbolader (vergl. oben).

Baureihe	MTU 837 Deutschland z.B. KPz Leopard 1		MTU 870 Deutschland KPz Leopard 2	MTU 880 Deutschland z.B. PzHaubitze 2000	MTU 890 Deutschland z.B. SPz PUMA
Hubraum/Zylinder in l	3,74		3,97	2,28	1
Aufladung	mechan.	ATL + LLK	ATL + LLK	ATL + LLK 1 o. 2stufig	ATL + LLK 1 o. 2stufig
Nenn Drehzahl in 1/min	2200	2400	2600	3000 o. 3300	4250
Zylinderleistung in kW	61	92	92	92 o. 168	80 o. 92
Mitteldruck bar	9,6	12,3	10,7	16,1 o. 25,4	26 o. 30
mittl. Kolbenge- schwindigkeit in m/s	12,8	14	15,2	14 o. 15,4	15,2
Bauraumleistung in kW/m³	400	500	670	894 o. 2250	908 o. 1044
Leistungsgewicht in kg/kW	3,15	2,2	2	1,62 o. 1,15	1,4 o. 1,1

Tabelle 3.1: Entwicklung von KPz-Dieselmotoren (V-Zylinderanordnung); [12], [35], [45]

In Deutschland werden die Panzermotoren von der Fa. MTU-Friedrichshafen entwickelt und gefertigt. Die Entwicklung wurde stetig vom Motor der Serie 830 (für die Leopard 1-Familie, den Jagdpanzer und den SPz Marder) seit den 1950er Jahren über die Serie 870 und 880 bis zur Serie 890 (High-Power-Density HPD) u.a. durch Anhebung des Ladedrucks und der Drehzahl zu kleineren (Abb. 3.11) und leichteren Triebwerken fortgeführt. Dabei sind die 880er-Motoren (ca. 18 % leichter und ca. 38 % kleiner als der 870er-Motor) für die schweren Gefechtsfahrzeuge im Leistungsbereich von ca. 735 bis > 2000 kW und die 890er-Motoren für die leichteren und mittleren Fahrzeuge bis in den Bereich von etwa 1000 kW vorgesehen. Die Motoren sind auch um ca. 19 % sparsamer geworden, wozu auch eine verbesserte Kühlleistung und die Heißkühlung, die den Kühlungsbedarf senkt, beitragen.

So ermöglichen die kleineren Triebwerke der 880er Serie in Verbindung mit dem parallel angeordneten Getriebe gegenüber dem 870er Triebwerk mit dem Getriebe in T-Anordnung einen um ca. 1 m kürzeren Triebwerksraum.

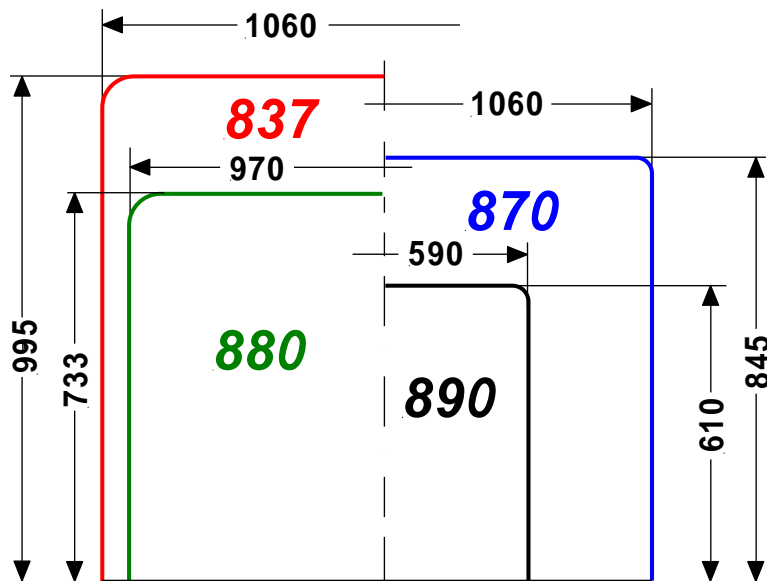


Abb. 3.11: Größenvergleich der MTU-Motoren

Das oben erwähnte Downsizing führt auch bei Dieselmotoren, wie den Motoren der Serie 890, durch die damit erreichten geringeren Reibungsverluste zu Krafteinsparungen.

Man erreicht mit den Motoren der 880 und 890 Serie spezifische Kraftstoffverbrauchswerte von < 200 g/kWh.

Auch von serienmäßigen Nutzfahrzeugmotoren abgeleitete Dieselmotoren lassen sich für Kettenfahrzeuge nutzen, wobei der Leistungsbereich bis 750 kW unproblematisch ist. Allerdings sollte aus logistischen Gründen auf den Einsatz von Motorfamilien in den verschiedenen Kettenfahrzeugarten wegen einer größtmöglichen Teilegleichheit geachtet werden.

Man kann bei heutigen aufgeladenen Dieselmotoren für Panzerfahrzeuge mit Wirkungsgraden im besten Punkt von ca. 42 % und bei Teillast ca. 30 bis 35 % rechnen (Abb. 3.12).

Wie die bisherige Entwicklung zeigt, sind noch weitere Verbesserungen möglich. Es kann neben rein motorischen Maßnahmen wie z.B. bei der Gemischbildung oder den Bautoleranzen die Abwärme des Motors - Kühlung und Abgas - weiter genutzt werden. So lässt sich z.B. mit dem Seebeck-Effekt (quasi umgekehrter Peltier-Effekt) aus der Abgaswärme elektrische Energie gewinnen (thermoelektrische Wandler). Auch

Dampfprozesse und Gaskreisprozesse, wie z.B. das Stirlingprinzip werden hierfür untersucht.

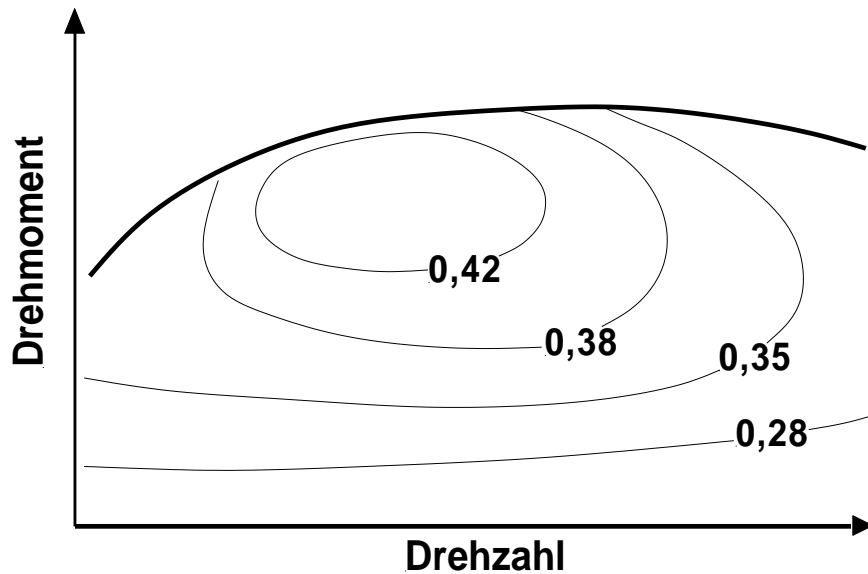


Abb. 3.12: Kennfeld (Drehmoment als Funktion der Drehzahl, Linien konstanten Wirkungsgrades) eines abgasturboaufgeladenen Dieselmotors mit Direkteinspritzung

Bei Prüfstandsversuchen werden Mitteldrücke größer als 26 bar erreicht. Eine weitere Drehzahlanhebung zur Leistungssteigerung ist wegen des Zündverzugs und der daraus resultierenden Rauchbildung begrenzt. Hier laufen Untersuchungen im Bereich der Gemischbildung diese Grenze zu verschieben.

Mit zunehmender Leistungsdichte werden die Motoren immer unelastischer, d.h. sie erfüllen die Forderung nach einer möglichst guten Anpassung an die „ideale Zugkrafthyperbel“ immer weniger (vergl. Tabelle 3.2). Deswegen neigen sie auch im unteren Drehzahlbereich und hoher Last vermehrt zu Emissionen, besonders zum Rußausstoß. Eine gewisse Abhilfe schaffen die oben beschriebenen Maßnahmen für die abgasturboaufgeladenen Motoren wie v.a. die VTG-Lader, die Stufenaufladung und die Anhebung des Hubraumes. Das bedeutet, diese Motoren müssen letztendlich mit einem stufenlosen Kennungswandler, hydraulisch oder elektrisch (Hybridantrieb, vergl. Kapitel 3.8) kombiniert werden. Zumindest sind Getriebe mit einer höheren Zahl an Fahrstufen als bei den im Panzerbau sonst üblichen vier erforderlich (siehe auch die Tendenz im PKW-Bau: bis hin zu 10 - 12-stufigen automatischen Getrieben).

Baureihe	MTU 837	MTU 833	MTU 870	MTU 890 6V	MTU 890 10V
Hubraum in l	37,4	22,4	39,8/47,67	6	10/11
Aufladung	mechan.	ATL	ATL	ATL	ATL
Leistung in kW	610	441	1100	552	800/800 (920)
Nenn Drehzahl in min ⁻¹	2200	2200	2600	4250	4250/3800
max. Drehmoment in Nm	2805	2021	4450/4700	1243	2070/2650
bei Drehzahl in min ⁻¹	1540	1600	1750/1600	3250	3200/2300
Elastizität $n_{\text{nenn}}/n_{\text{Mmax}}$	1,43	1,38	1,49/1,63	1,3	1,33/1,65

Tabelle 3.2: Elastizität von KPz-Dieselmotoren, [12], [35], [44], [45]

Zum Leistungsverhalten bei Höhenzunahme ist anzumerken, dass die Leistung prinzipbedingt sinkt (zunehmender Luftmangel). In besonderem Maße wird aber die Leistung durch die Kühlung begrenzt.

3.3.1.3 Druckwellenlader

An dieser Stelle sei noch auf eine weitere, seit längerem in der Entwicklung befindliche Aufladungsmöglichkeit, hingewiesen. Die Aufladung von Dieselmotoren erfolgt hier mit einer sogenannten Druckwellenmaschine (Comprex-Lader). In den Zellen eines Läuferades, das vom Motor über Keilriemen angetrieben wird, wird das Abgas entspannt und damit die angesaugte Frischluft verdichtet. Dieser Prozess, bei dem Frischgas und Abgas in direktem Kontakt miteinander kommen, läuft in Druck- und Saugwellen innerhalb der Läuferzellen mit Schallgeschwindigkeit ab.

Die Zu- und Abfuhrkanäle sind auf diese Wellen abgestimmt. Das Beschleunigungsverhalten des Motors ist damit besser als bei Aufladung mit Abgasturbolader. Das erhöhte Drehmoment steht demnach bereits bei niedrigen Motordrehzahlen zur Verfügung, ähnlich der mechanischen Aufladung, ohne dass im oberen Drehzahlbereich zu hohe Verbrennungsdrücke entstehen. Die Wirtschaftlichkeit ist mit der des Motors mit Abgasturbolader zu vergleichen, da der Läuferantrieb nur wenig Verluste bewirkt (ca. 1 % der Motorleistung).

Für den Panzerbau ist der gegenüber dem Abgasturbolader vor allem größere Bauaufwand und -raumbedarf nachteilig, daneben die hohe Geräusentwicklung.

3.3.2 Weitere Dieselmotorvarianten

Bis hierher wurde zunächst auf die V-Motorenbauweise abgehoben.

Die *Gegenkolbenbauweise* (Abb. 3.13) wurde und wird im Panzerbau u.a. wegen seiner schmalen Bauform wiederholt verwendet, so z.B. im britischen KPz Chieftain und in den russischen KPz T 64 und T 80 DU (vergl. Tabelle 3.3).

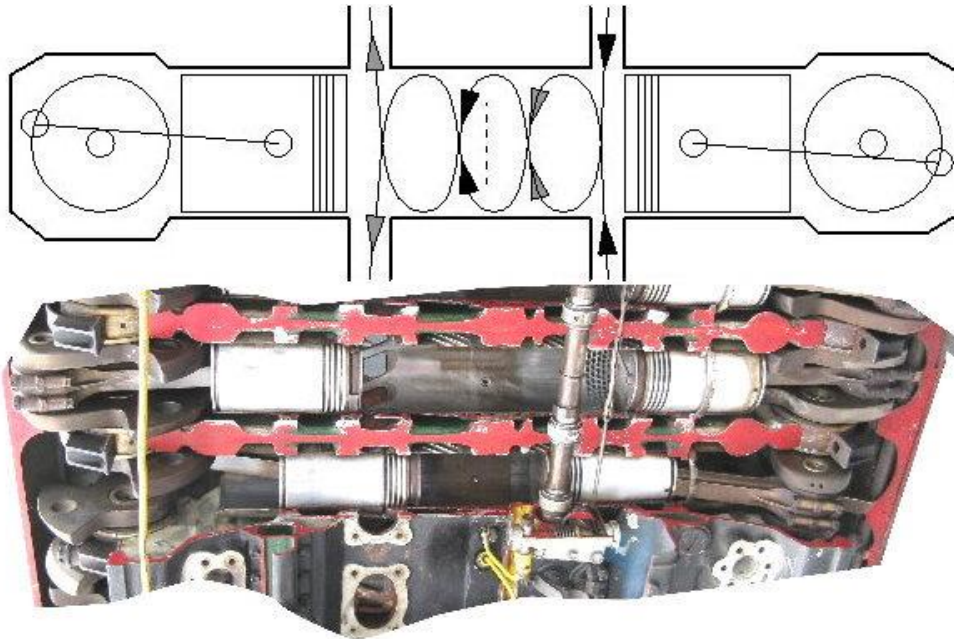


Abb. 3.13: Gegenkolbenmotor (Prinzip)

Diese Motorart arbeitet nach dem Zweitaktprinzip mit dem prinzipiellen Vorteil des gleichmäßigen Drehmomentverlaufs (Arbeitstakt bei jeder Kurbelwellenumdrehung).

Der Zweitaktmotor könnte gemäß Gleichung 3/3 bei gleicher Baugröße die doppelte Leistung gegenüber dem Viertaktmotor erreichen. Allerdings lassen aber die bei stationärem Betrieb, wie er im Kraftfahrzeug gefahren wird, ungleichmäßigeren Strömungsverhältnisse dies nicht zu. Auch führen sie zu einer schlechteren Wirtschaftlichkeit. Das lässt sich mit der Gleichstromspülung im Gegenkolbenmotor (Abb. 3.13) mit seinem langen Weg zwischen Ein- und Auslass verbessern, die die Verbrennung durch den Ladungsdrall begünstigt. Der Gegenkolbenmotor zeichnet sich damit und durch die Nutzung eines Brennraumes für zwei Kolben durch eine hohe Leistungsdichte aus. Seine Wirtschaftlichkeit ist bei entsprechender Auslegung der des heutigen Viertakt-dieselmotors zumindest gleichwertig. Allerdings hat diese Bauform mit einer höheren Wärmebelastung des Brennraumes, der Auslassseite und auch der

Einspritzdüsen gewisse Nachteile. Außerdem fehlen beim Zweitaktmotor der kühlende Ansaug- und Auspufftakt. Einschränkungen ergeben sich auch, indem der Aufwand bei der Abgasturboaufladung beim Zweitaktmotor notwendigerweise größer ist.

Baureihe	V-84-1	V-92 S2	6 TD - 2
Bauart	V-Motor 12 Zyl.	V-Motor 12 Zyl.	Gegenkolbenmotor 6 Zyl. (entspr. 12)
Hubraum/Zylinder in l	3,24	3,24	2,71 (entspr. 1,36)
Aufladung	mech. Lader	ATL	ATL
Nenndrehzahl in 1/min	2000	2000	2600
Zylinderleistung in kW	51,5	61,3	147 (entspr. 73,6)
Mitteldruck in bar	10,8	k.A.	11,6
mittl. Kolbenge- schwindigkeit in m/s	12,5	12,5	10,4
Bauraumleistung in kW/m³	517	584	990
Leistungsgewicht in kg/kW	1,65	1,4	1,34

Tabelle 3.3: Russische KPz-Dieselmotoren; [12], [42], [45]

Der Motor baut zwar - für den Einbau im Panzer günstig - sehr schmal, aber wegen der zwei Kurbeltriebe auch recht hoch. In den russischen Fahrzeugen wird dieser Motor liegend eingebaut. Er hat durch seine Bauform einen gegenseitigen Massenausgleich und auch dadurch durch eine gute Laufruhe.

Die teure und komplizierte Bauweise verhindert eine weitere Verbreitung dieser Motorbauart. Es gibt Versuche mit einer zentralen Kurbelwelle und entsprechendem Kurbeltrieb.

Heute werden im Fahrzeugbetrieb Viertakt Dieselmotoren mit Leistungssteigerungen gegenüber dem Saugmotor durch Abgasturbolader bis zu 40 bis 50 % eingesetzt, demgegenüber beim Zweitakt Dieselmotor nur bis etwa 30 %.

Eine Sonderstellung bei den aufgeladenen Dieselmotoren nimmt das *Hyperbar-Verfahren* ein (Abb. 3.14; vergl. Brennkammer Abb. 3.10, eine „milde“ Variante der Hyperbar-Aufladung).

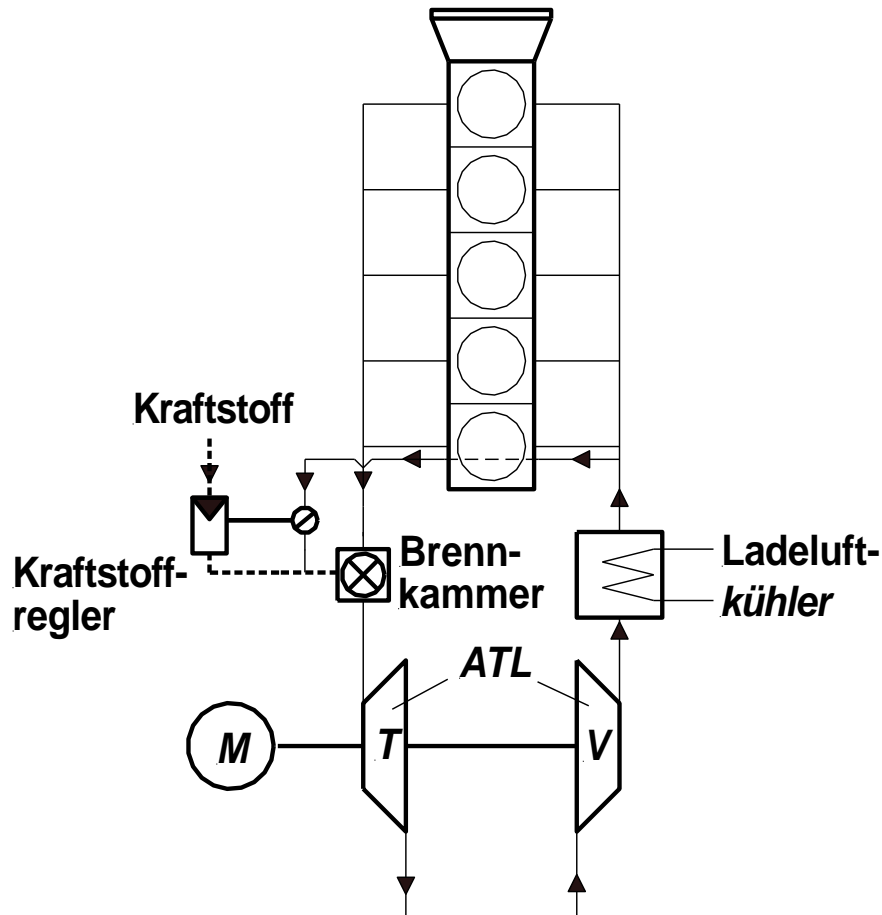


Abb. 3.14: Hyperbar-Aufladung

Hierbei werden durch eine zusätzliche Energiezufuhr vor der Turbine des Abgas-turbo-laders ein schnelleres Hochlaufen der Turbine und damit ein verbessertes Ansprechverhalten des Motors erreicht.

Angewendet wird dieses Verfahren derzeit im französischen KPz Leclerc. Hier wird die Variante verwendet, bei der vor der Turbine zusätzlicher Kraftstoff eingespritzt wird.

Dieses System führt einerseits zu einer höheren Leistungsausbeute (höherer Aufladegrad), d.h. zu einem Motor mit geringerem Hubraum und damit geringerem Gewicht, andererseits aber zu einer größeren Unwirtschaftlichkeit, da das System im gesamten Betriebsbereich arbeitet. So wurden bei Erprobungen ein um den Faktor von mehr als

1,9 höherer Verbrauch gegenüber dem KPz Leopard 2 mit dem aufgeladenen Vorkammerdieselmotor festgestellt.

Beim Start des Motors wird zunächst die Turbine (mit dem Motor M in Abb. 3.14) angelassen.

Der Versuch, einen *Kreiskolbenmotor (Wankelmotor)* mit Dieselpinzip zu verwirklichen, wurde nach erheblichen Schwierigkeiten aufgegeben. Wesentliche Vorteile dieser Bauart sind geringere Motorgröße, Gewicht (bis zu 30 % leichter als ein Hubkolbendiesel) und vibrationsarmer Lauf. Allerdings ist der Raumvorteil des Kreiskolbenmotors einschließlich der Kühl- und Nebenaggregate gegenüber modernen Dieselmotoren nur gering.

Die Abdichtung des Verbrennungsraumes ist beim Dieselpinzip wegen des höheren erforderlichen Verdichtungsverhältnisses und damit größeren Gasdrücken schwerer beherrschbar als beim Ottoverfahren. Je größer das Verdichtungsverhältnis bei einem Kreiskolbenmotor ist, desto größer sind die für die Zylinderlaufbahnen erforderlichen Radien. Dadurch ergeben sich noch flachere, gestrecktere Brennräume, die den Verbrennungsablauf verschlechtern. Eine gewisse Abhilfe stellt die Mehrscheibenbauweise dar, womit die Massenkräfte der Kolben ebenfalls begrenzt werden können. Das Oberflächen-Volumen-Verhältnis, das mit steigendem Verdichtungsverhältnis zunimmt, erhöht die Kühlverluste besonders im Teillastbereich. Die Wirtschaftlichkeit des Hubkolbendieselmotors dürfte damit nicht erreicht werden. Hinzu kommen noch die bekannten Probleme der Kühlung.

Es wurden zunächst Versuche mit einem zweistufigen Wankelmotor mit einem größeren und einem kleineren Drehkolben unternommen. Mit dem größeren Kolben erfolgte die Vorverdichtung für die Hochdruckstufe mit dem kleineren Kolben.

Ein anderer Weg zur Umgehung der hohen Drücke wurde mit Hilfe der Fremdzündung begangen, womit auch eine Vielstofffähigkeit erreicht wird (vergl. oben). Diese Motoren wurden in Konkurrenz zu Gasturbinen als Hilfsmotoren (APU; ca. bis zu 50% geringerer Kraftstoffverbrauch gegenüber der Gasturbine werden erwartet) entwickelt.

3.4 Hybridmotoren

In Kapitel 3.3 wurden das MAN - FM-Verfahren und KHD - AD - Verfahren aufgeführt, mit denen beim Dieselmotor die Vielstofffähigkeit erreicht werden kann. Diese

Motoren werden auch als Hybridmotoren bezeichnet, da sie Eigenschaften sowohl des Diesel- als auch des Ottomotors mit einander vereinen.

Auch unter dem Aspekt der Verbrauchs- und damit Emissionsminderung ist der Hybridmotor von Interesse, indem man die Vorteile der geringeren Emissionen des Ottomotors mit den Vorteilen des geringeren Verbrauchs des Dieselmotors in einem Motor vereint. Diese Motoren werden entweder auf Diesel- oder Ottobetrieb ausgelegt, mit homogener Gemischbildung, Fremd- und Selbstzündung (abhängig vom Lastzustand) und zum Teil variabler Verdichtung.

Heute sind hier zwei Verfahren in der PKW-Industrie in der Entwicklung.

3.5 Gasturbine

In den KPz M1 Abrams (USA) und T 80 U (Russland) werden statt eines Dieselaugregates Gasturbinen verwendet.

Die Fahrzeuggasturbinen werden mindestens in Zweiwellenbauweise ausgeführt und haben dadurch einen sehr günstigen Drehmomentverlauf. Wie das Beispiel in Abb. 3.15 (siehe auch Abb. 3.4) zeigt, ist das Anfahrmoment das höchste, d.h. sie erfüllt die Forderung nach einer guten Anpassung an die „ideale Zugkrafthyperbel“ sehr gut. Die Drehmomentkennlinie der Einwellenbauweise ist dagegen indiskutabel.

Mit Gasturbinen mit Leistungsverzweigung bzw. mit gegenläufiger Arbeitsturbine lassen sich im Anfahrbereich fast doppelt so hohe Drehmomente erzielen wie mit der Zweiwellenbauweise. Allerdings sind sie erheblich bauaufwändiger und damit teurer (vergl. später).

Die Gasturbine weist gegenüber dem Hubkolbenmotor nur drehende Teile auf, d.h. sie hat einen vollkommenen Massenausgleich. Bei Einführung des KPz M1 wurden deshalb gegenüber dem Dieselantrieb eine höhere Lebensdauer und ein geringerer Wartungsaufwand erwartet, was sich aber bisher nicht bestätigt hat.

Lebensdauer und Wartungsaufwand sind auch von der erforderlichen Güte der Luftfilterung abhängig ist. Es spielt der Abscheidegrad der Filteranlage eine große Rolle, der beim Dieselmotor mindestens 99,95 % sein soll. Die Erfahrungen aus den Golfkriegen scheinen ähnlich hohe, erforderliche Abscheidegrade für Gasturbinen zu bestätigen. Der Abscheidegrad für die Gasturbine hat Einfluss auf die zu erwartende Erosion und Ablagerungen. Benötigt die Gasturbine die Filtergüte des Dieselmotors, so wird ihre Verwendbarkeit im Kampfpanzer wegen ihres etwa zwei- bis dreimal größeren Verbrennungsluftbedarfs stark eingeschränkt. Der Vorteil des geringeren Bauvolumens der Gasturbine geht dann durch den Filterraumbedarf weitgehend verloren.

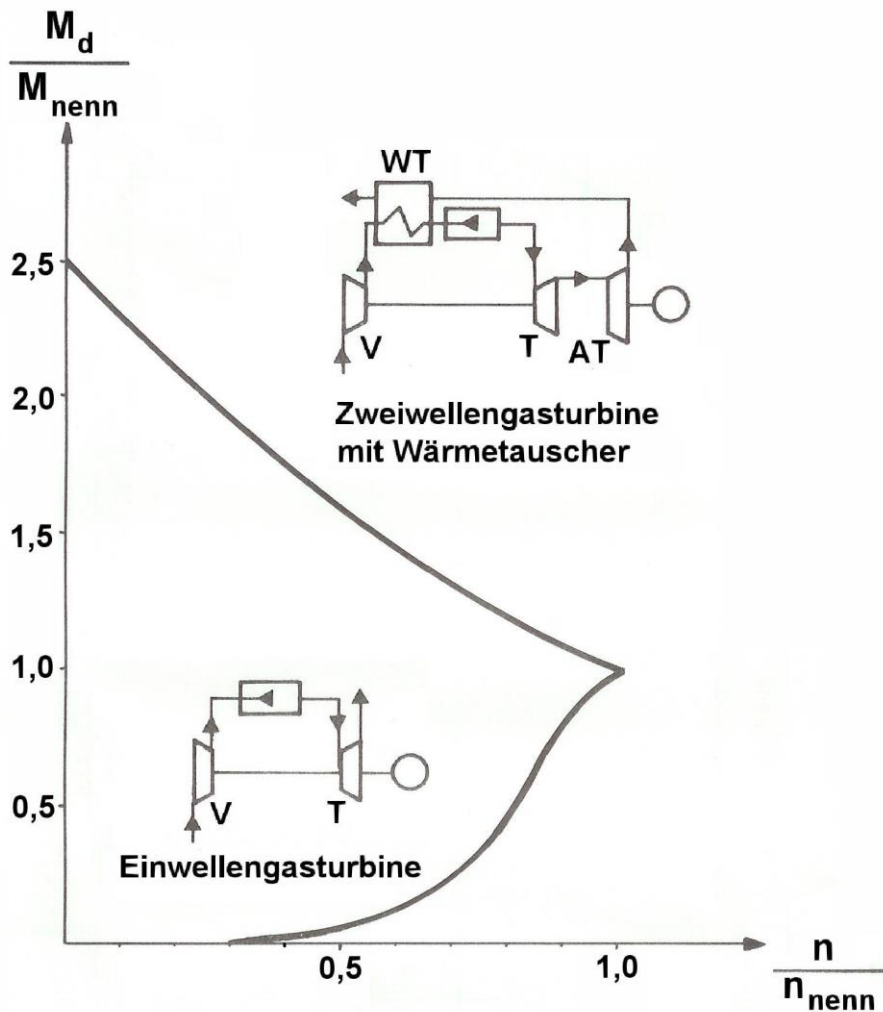


Abb. 3.15: Drehmomentkennlinie einer Gasturbine

Anhand der Abb. 3.16 lässt sich dies erkennen. Darin sind die Werte der Antriebsanlage des KPz Leopard 2 mit dem Motor MTU 873 und des amerikanischen KPz M 1 mit der Gasturbine von Lycoming AGT 1500 einander gegenübergestellt. Diese Turbine ist dreiwellig aufgebaut mit einer Niederdruck-Arbeitsturbine, was bedeutet, dass sie wie eine Zweiwellengasturbine arbeitet.

Die Verkleinerung des Filtervolumens ist bei der Gasturbine dann möglich, wenn der Verbrennungsluftbedarf gesenkt werden kann, was gleichzeitig zu einer Verbesserung der Wirtschaftlichkeit im Teillastbereich führt.

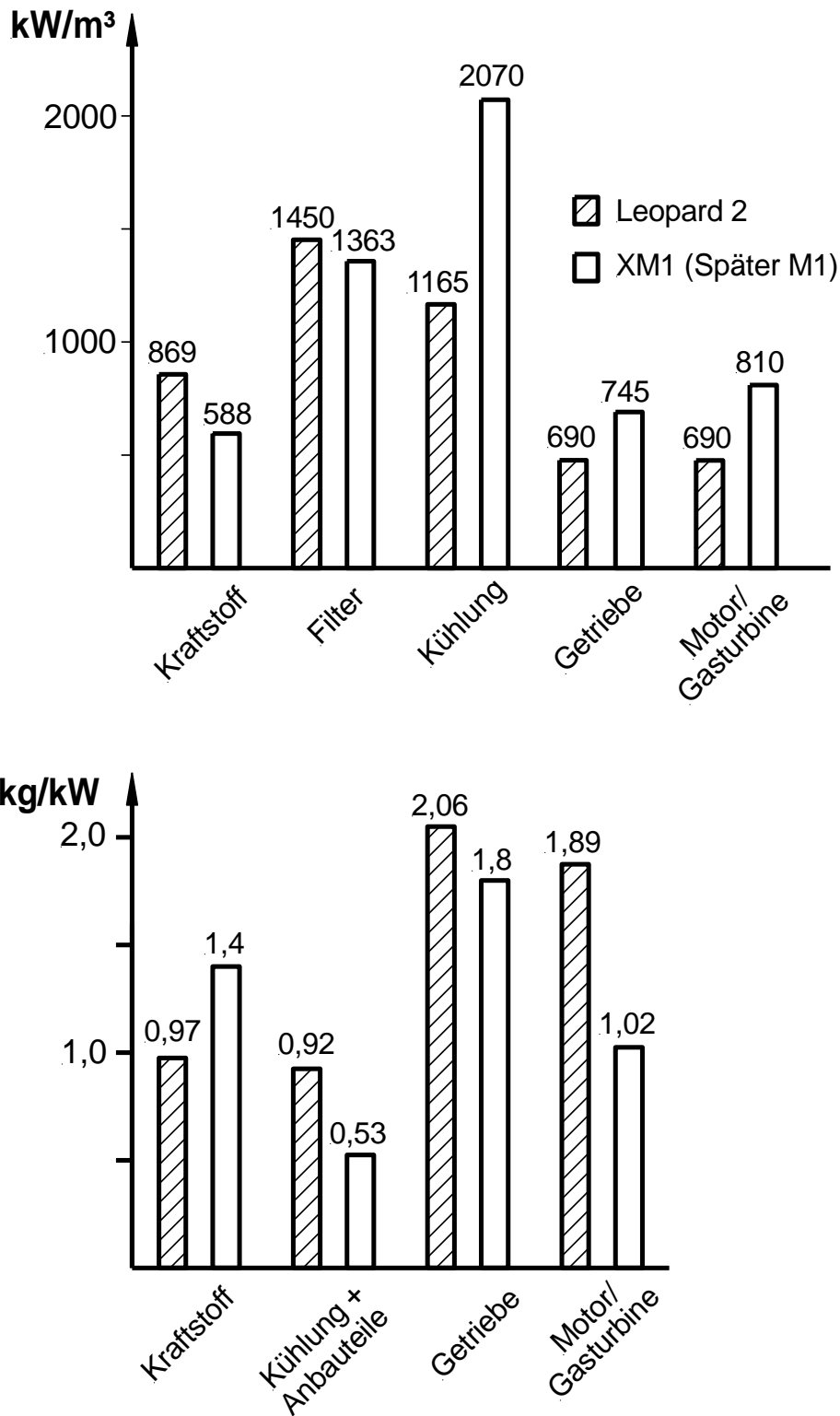


Abb. 3.16: Die Antriebsanlagen des Leopard 2 und des M 1 (Prototyp) im Vergleich; [25]

Insgesamt benötigt die Gasturbine aber nur etwa 30 % der Luftmenge (Kühlung plus Verbrennungsluft) eines Dieselmotors, da der Kühlluftbedarf erheblich geringer ist. Die Gasturbine wird durch den Betrieb mit Luftüberschuss selbst innengekühlt, so dass

eine Kühlanlage lediglich für die Nebenaggregate und Getriebe erforderlich ist. Allerdings bedeutet ein hoher Luftüberschuss auch einen höheren Leistungsaufwand für die Verdichtung. Der Triebwerksblock des KPz M 1 benötigt eine Lüfterleistung von ca. 23 bis 74 kW, während im Leopard 2 dafür entsprechend bis zu ca. 150 kW aufgebracht werden müssen. Die Leistungsdifferenz steht dem Antrieb des KPz M 1 abzüglich der zusätzlichen Verdichterleistung zusätzlich zu Verfügung. Mit der geringeren erforderlichen Kühlleistung steht an den Triebrädern gegenüber dem Dieselantrieb entsprechend etwas mehr Leistung zur Verfügung.

Die Leistungsaufnahme der Kühlanlage (im Verhältnis zur Motorleistung) beträgt beim KPz Leopard 1 ca. 12 %, beim Leopard 2 ca. 14 % und soll bei zukünftigen Entwicklungen Werte von ca. 12 % erreichen. Durch die Heißkühlung lässt sich der Kühlbedarf nochmals senken (siehe Kapitel 3.3.1.2).

Der Gewichtsvorteil der Gasturbine, der gegenüber dem Dieselmotor von ca. 10 % im Bereich des Möglichen liegt, wird durch den höheren Kraftstoffbedarf - abhängig vom erforderlichen Einsatz - abgebaut. So ergeben sich für den KPz M 1 und Leopard 2, wie aus Abb. 3.16 zu entnehmen ist, bei etwa gleichem Fahrbereich auf der Straße so gut wie keine Gewichtsunterschiede für die gesamte Antriebsanlage einschließlich Kraftstoffanlage. Allerdings sind die Betriebsanlagen in zwei verschiedenen Fahrzeugen mit unterschiedlichen Konstruktionsmerkmalen eingebaut.

Die Wirtschaftlichkeit, die sich anhand des spezifischen Kraftstoffverbrauches b_e messen lässt, wird mit zunehmender Leistungsgröße der Gasturbine besser und nähert sich im Laufe der Entwicklung den Bestwerten des Dieselmotors (vergl. Abb. 3.17).

Der Verbrauch im Volllastbetrieb ist bei der Zweiwellengasturbine mit einem Wärmetauscher und beim Dieselmotor annähernd gleich. Allerdings wird ein Panzer nur in einem geringen Teil seiner Betriebszeit mit Volllast betrieben, so dass vor allem der Verbrauch im Teillastbereich und Leerlaufbetrieb entscheidend ist (Abb. 3.18 für einen 48h-Kampftag, vergl. Kapitel 3.2). Das von einer Gasturbine angetriebene Fahrzeug kann, wie man anhand von Abb. 3.19 und 3.20 erkennen kann, bei gleicher erforderlicher Antriebsleistung durchaus doppelt so hohe Kraftstoffverbrauchswerte und mehr erreichen. Vergleichserprobungen von KPz M1 und Leopard 2 bestätigen dies, wie auch Einbauversuche der Gasturbine AGT 1500 in einem Leopard 2. Das bedeutet einen höheren logistischen Aufwand.

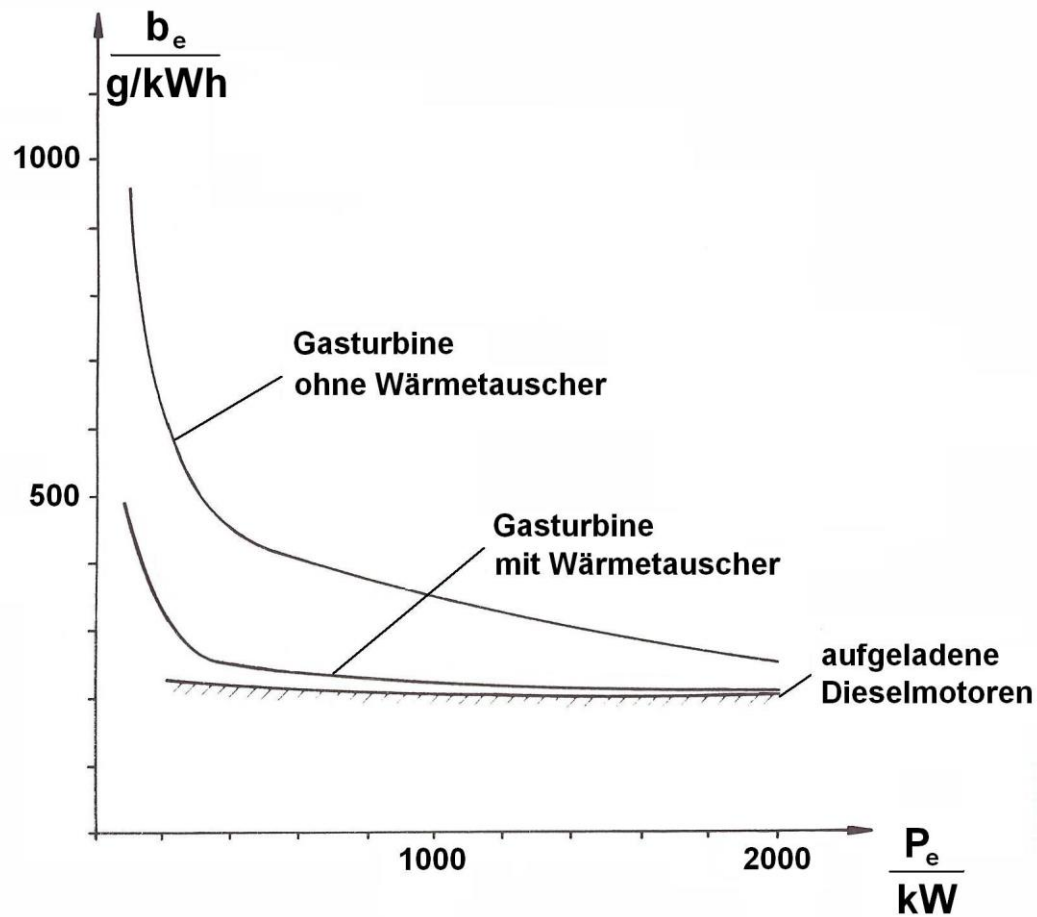


Abb. 3.17: Spezifische Kraftstoffverbräuche in Abhängigkeit von der Nutzleistung für Dieselmotoren und Gasturbinen

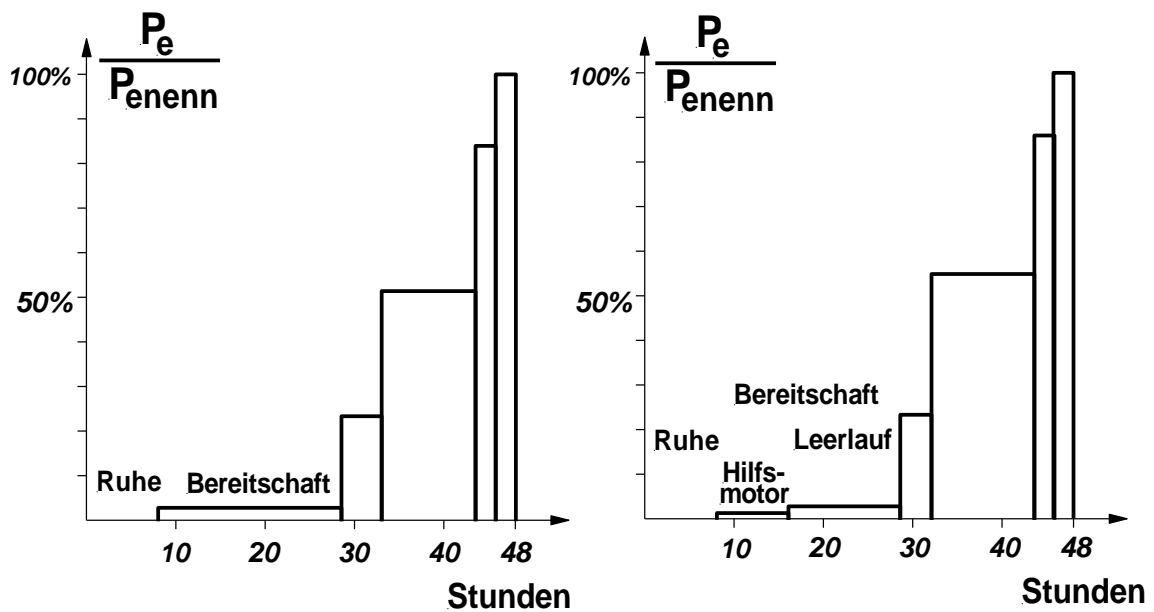


Abb. 3.18: Belastungsverteilung eines Fahrzeugs der 22 kW/t-Klasse mit Dieselmotor (links) und Gasturbine (rechts) in vereinfachter Darstellung

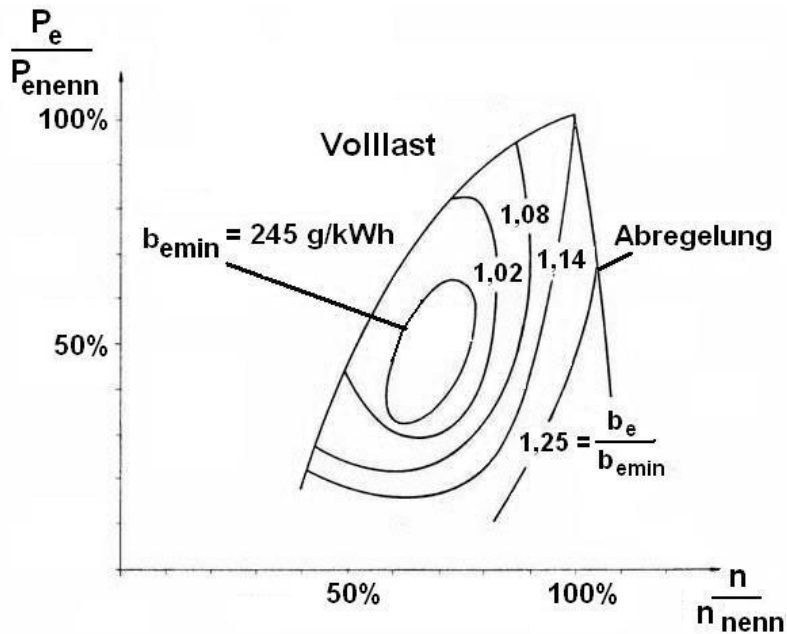


Abb. 3.19: Kennfeld des Motors des KPz Leopard 2; [25]

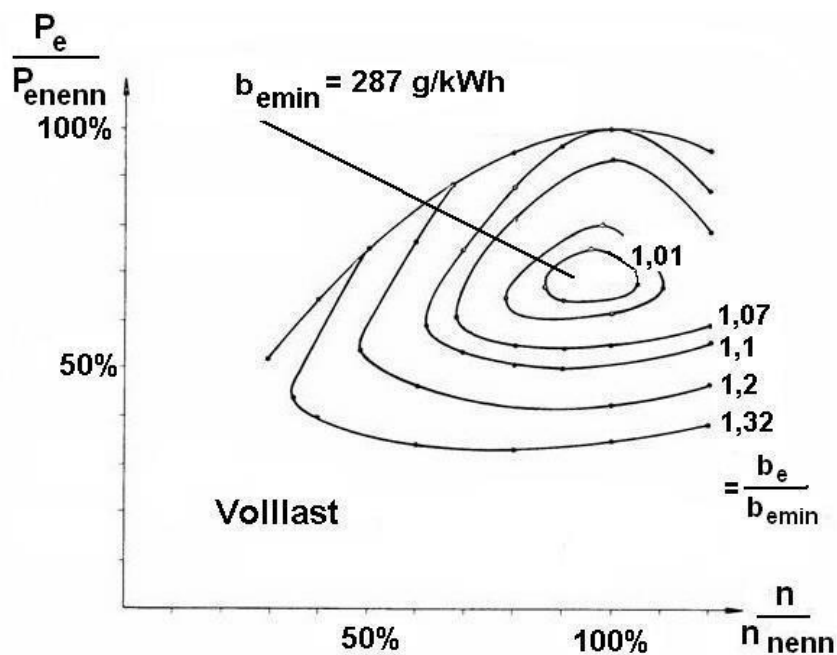


Abb. 3.20: Kennfeld der Gasturbine des KPz M 1 (Prototyp) Lycoming AGT 1500; [32]

Der beste spezifische Kraftstoffverbrauch der Gasturbine des KPz M 1 von ca. 287 g/kWh wird bei 70 % der höchsten Leistung und nahezu Nenndrehzahl erreicht. Für den KPz Leopard 2 werden 245 g/kWh, einschließlich Kühlanlage ein Wert von 264 g/kWh angegeben.

Der Verbrauch lässt sich durch ein nachgeschaltetes, vielstufiges Getriebe durch dessen bessere Anpassung an die Betriebszustände verringern. Auf Grund der Drehmomentcharakteristik benötigt die Gasturbine an sich weniger Schaltstufen als ein Dieselmotor.

Allgemein kann der ungünstige Leerlaufverbrauch einer Gasturbine zu der Notwendigkeit eines Hilfsmotors (einer APU) führen (vergl. Kapitel 3.2, 3.3.2). Zu beachten ist dabei aber auch, dass die Häufigkeit der Startvorgänge dadurch zunimmt, was durch die damit verbundenen Temperaturschwankungen zu Korrosionsproblemen führen kann.

Wie erwähnt, wird das Verbrauchsverhalten mit zunehmender Größe der Leistungseinheit der Gasturbine wegen der relativ geringeren Leckverlustanteile günstiger.

Eine Verbesserung der Wirtschaftlichkeit der Gasturbine lässt sich durch den bereits erwähnten Wärmetauscher erzielen, womit der Wirkungsgrad durch teilweise Rückgewinnung der Abgaswärme angehoben wird. Es werden Wärmetauscher nach dem Prinzip der Regeneratoren und Rekuperatoren verwendet. Die rotierenden Regeneratoren zeigen bei gleichem Bauvolumen den höheren thermischen Rückgewinn (Wirkungsgrad + 10 %), aber leider auch bei mehrstufigen Verdichtern, also hohen Druckverhältnissen, erhöhte Leckverluste. Die Regeneratoren haben außerdem den Nachteil, dass sie mit zunehmender Leistung immer größer bauen. Von keramischen Rekuperatoren verspricht man sich ähnlich gute Ergebnisse. Bei der Gasturbine des KPz M 1 wird deshalb ein Rekuperator verwendet. Der Anfang des Jahrtausends von der Fa. MTU entwickelte Lanzetten-Wärmetauscher ist ein kompakterer Rekuperator mit noch besserem Wirkungsgrad. Der Wärmetauscher besteht aus einer Vielzahl von Profilrohren (Lanzetten), die von der kühleren Verdichterluft durchströmt werden und im Kreuzstrom von den Abgasen umspült werden.

Desgleichen wird der Wirkungsgrad durch Erhöhung der Turbineneintrittstemperatur verbessert. Allerdings stellt diese Maßnahme erhöhte Anforderungen an die Werkstoffe der Turbine, die zudem auch noch hohen Fliehkräften ausgesetzt sind (Drehzahlen $> 10000 \text{ min}^{-1}$). Mit den derzeit verwendeten hochwarmfesten Legierungen beherrscht man Temperaturen zwischen 1200 und 1400 K. Höhere Temperaturen muss man durch Rückkühlung vermeiden, durch den Betrieb mit Luftüberschuss. Mit keramischen Werkstoffen (Hochtemperaturkeramiken) könnten höhere Turbineneintrittstemperaturen (1623 K) gefahren werden. Die Entwicklung begann etwa in den 1970er Jahren und ist noch nicht abgeschlossen bzw. wird zum großen Teil auch nicht weiter verfolgt. Die Keramiken besitzen eine höhere Warmfestigkeit und geringere Dichte. Allerdings ist die Fertigung in Reinräumen sehr aufwändig. Es müssten hierfür noch rationelle Fertigungsverfahren entwickelt werden. Außerdem ist die Sprödigkeit des

Werkstoffs zu beachten. Dagegen werden keramische Beschichtungen auf den Turbinenschaufeln eingesetzt, besonders mit dem Ziel, die Leckverluste zwischen Gehäuse und Laufzeug zu verringern bei gleichzeitig höheren Eintrittstemperaturen (1400 K). Eine höhere Festigkeit der Turbinenschaufeln bei hohen Temperaturen versucht man auch mit Titanaluminid zu erzielen. Eine andere Möglichkeit, die Gasturbine mit höheren Temperaturen zu betreiben, ist eine gekühlte Beschaukelung. Temperaturen bis etwa 1600 K sind realistisch. Die höheren Temperaturen ermöglichen dann den Betrieb mit geringerem Luftüberschuss und entsprechend weniger Filtervolumen.

Eine weitere Möglichkeit, das Teillastverbrauchsverhalten zu verbessern, ist die Dreiwellenbauart, wobei sich der Vollastverbrauch unter Umständen geringfügig verschlechtert. Sie beschleunigt aber eindeutig langsamer als die Zweiwellengasturbine. Durch zusätzliche Steuerungsmaßnahmen lässt sich dieser Nachteil vermindern, wodurch dann andererseits ihr hoher Preis weiter angehoben wird.

Ähnliches gilt für die oben erwähnten Gasturbinen mit Leistungsverzweigung bzw. mit gegenläufiger Arbeitsturbine, die insgesamt eine bessere Wirtschaftlichkeit zeigen. Das ist deshalb zu beachten, weil die einfachere Zweiwellenbauart mit Wärmetauscher in ihren Herstellungskosten erheblich über denen des Dieselmotors liegt. Die Angaben schwanken zwischen 70 % bis 220 % Erhöhung. Die Kosten lassen sich insgesamt auch nicht allzu sehr herabsetzen, da bei der Gasturbine die Möglichkeit der Baureihe weitestgehend eingeschränkt ist.

Für den Wirkungsgrad kann man für den Bestwert bis 40 % und im Teillastbereich von 10 bis 15 % annehmen.

Die Emissionen bezüglich CO, HC, NO_x und Partikel sind grundsätzlich geringer als beim Dieselmotor ohne Abgasnachbehandlung. Der CO₂-Ausstoß liegt entsprechend dem Kraftstoffverbrauch über dem des Dieselmotors.

Die oben erwähnten hohen Drehzahlen erfordern für den Betrieb in einem Landfahrzeug zusätzlich ein Reduziergetriebe.

Eine weitere militärische Forderung ist ein hohes Beschleunigungsvermögen. Hier ist die Gasturbine, abhängig vom Trägheitsmoment des Gaserzeugerteils und zumindest in der Leistungsklasse von 1100 kW, dem abgasturboaufgeladenen Dieselmotor unter Umständen überlegen.

Als Plus gegenüber dem Dieselmotor ist noch das schnellere Startverhalten besonders bei tiefen Außentemperaturen zu vermerken. Weiterhin kann die bessere Kraftstoffunempfindlichkeit hervorgehoben werden (mehrstofffähig, für vier Kraftstoffsorten).

Die Bremswirkung der Zweiwellengasturbine ist schlecht. Das bedeutet, dass die Be-

triebsbremsanlage des Fahrzeugs entsprechend stärker ausgelegt werden muss. Nur mit der allerdings sehr aufwändigen Differentialgasturbine lässt sich dieser Mangel beheben.

Das Höhenverhalten der Gasturbine ist durch die Leistungsminderung mit zunehmender Höhe charakterisiert. Gleiches gilt für hohe Umgebungstemperaturen.

Bezüglich der militärischen Forderung nach der Wat- und Tauchfähigkeit ist der Dieselmotor mit seinem höheren Abgasgedruck überlegen. Er benötigt lediglich einen Ansaugluftschacht, während die Gasturbine zusätzlich einen Abgasschacht erfordert.

Nachteilig ist, dass der hauptsächlich verwendete Kraftstoff Kerosin, was die Brandgefahr betrifft, ähnlich problematisch ist wie der Ottokraftstoff.

Die Gasturbine kommt demnach als alleinige Antriebsmaschine hauptsächlich in zweiwelliger Ausführung mit Wärmetauscher in Betracht und dann besonders in der oberen Leistungsklasse der Kampfpanzer.

Beispiele neuerer Entwicklungen nach der Einführung des KPz M1 (1980) mit der Gasturbine Lycoming 1500 sind die Gasturbinen GTD-1000M und GTD-1250 des KPz T 80U (Russland, Abb. 3.21) und die Gasturbine LV 100 der Fa. General Electric (USA) als Ersatz für die Lycoming 1500 gewesen.



Abb. 3.21: Gasturbine GTD-1250

Die russischen Gasturbinen sind vor allem auf Raumökonomie ausgelegt und haben deshalb keinen Wärmetauscher (das Einbauvolumen mit Filter usw. ist ca. doppelt so

groß wie das Aggregat selbst). Man nimmt den höheren Kraftstoffverbrauch in Kauf. Die Entwicklung wird offiziell nicht weiter verfolgt. In der Planung war noch eine GTD-1400 mit 1030 kW.

Für die Gasturbine LV 100 mit dem Lanzetten-Wärmetauscher wird ein spezifischer Kraftstoffverbrauch von 210 bis 240 g/kWh angegeben. Er liegt damit - wie oben beschrieben - ungefähr auf dem Niveau eines modernen Dieselmotors. Mit den Teillastverbräuchen des Dieselmotors kann die LV100 allerdings weiterhin nicht konkurrieren. Ihre Entwicklung wurde 2003 eingestellt.

Baureihe	AGT 1500 USA KPz M1	LV 100 USA Prototyp	GTD 1250 Russland KPz T 80 U
Nennleistung in kW	1118	1024	919
Masse in kg	1113	907	1050
Volumen in m³	1,38	0,8	1,38
Bauraumleistung in kW/m³	810	1280	666
Leistungsgewicht in kg/kW	0,99	0,88	1,14

Tabelle 3.4: Gasturbinen in Kampfpanzern; [12], [42], [45]

3.6 Alternative Kraftstoffe

Mit dem absehbaren Ende der fossilen Brennstoffe und den negativen Auswirkungen der Emissionen der Verbrennungsmotoren und Gasturbinen auf das Klima nimmt die Bedeutung alternativer Kraftstoffe (Ersatzkraftstoffe) zu. Das Interesse an ihnen wird auch durch den Wunsch nach Unabhängigkeit von den politischen Zwängen immer größer.

Für beide Antriebe ergibt sich der Überblick in Abb. 3.22 über die möglichen Kraftstoffe (chemische Energiespeicherung).

Die Kraftstoffe, die aus Rohöl - auch die in Abb. 3.22 nicht aufgeführte, umweltbelastendere Kohle ist möglich - gewonnen werden, unterliegen natürlich einer

begrenzten Verfügbarkeit. Die Produkte aus der Biomasse sind gleichfalls nicht im notwendigen Rahmen vorhanden. Sie stehen in Konkurrenz zu den Nahrungsmitteln, weshalb die Nutzflächen dafür eingeschränkt sind.

Zu beachten ist, dass bei der Herstellung dieser Kraftstoffe wiederum zusätzliche Energie, i.d.R. elektrische benötigt wird. Dieses Problem ließe sich umweltneutral nur mit den regenerativen Energiequellen Wind, Wasser und Sonne lösen. Bei der Nutzung der Atomkraft (des fossilen Energieträgers Uranerz) lassen sich die Umweltbelastung und die Kosten, Lasten zur Zeit letztendlich nicht vollständig darlegen.

Die flüssigen alternativen Kraftstoffe können z.T. mit Änderungen über das vorhandene Tankstellensystem verteilt werden. Für die gasförmigen Kraftstoffe ist das Netz im weiteren Ausbau begriffen, während für den Wasserstoff die Infrastruktur ggf. erst geschaffen werden muss.

Weitere alternative Kraftstoffe werden gesucht und erforscht.

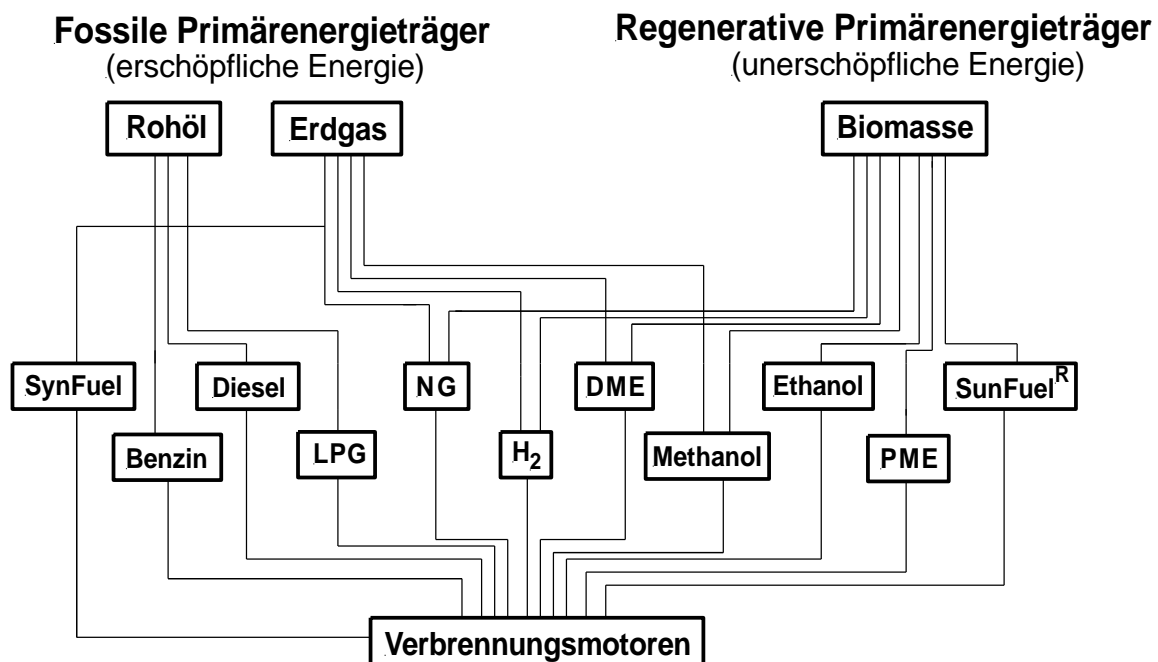


Abb. 3.22: Alternative Kraftstoffe (LPG: Flüssig- oder Autogas; NG: Erdgas; H₂: Wasserstoff; DME: Dimethylether; PME: Pflanzenölmethylester; SynFuel, SunFuel[®]: synthetische Kraftstoffe)

Die alternativen Kraftstoffe stellen bis auf Wasserstoff H₂ eine kurz- bis mittelfristige

Zwischenlösung dar. Das bedeutet, dass diese Kraftstoffe voraussichtlich nicht flächendeckend wie die herkömmlichen Kraftstoffe zur Verfügung stehen werden. Beim Einsatz im zivilen Bereich genutzter Kraftfahrzeuge kann diesem Umstand Rechnung getragen werden. Für militärische Fahrzeuge ist die Nutzung nur dann von Interesse, wenn die Kraftstoffe in den Fahrzeugen ohne Umrüstung genutzt werden können bzw. die erforderlichen Änderungen am Triebwerk bereits werksseitig oder in einer Hauptinstandsetzung erfolgt sind. Erforderliche Umrüstungen am Fahrzeug, die durch die Bediener durch einfaches Umschalten oder mit Bordmitteln kurzfristig durchführbar sind, können auch akzeptabel sein. Umrüstungen, die durch die Dienste der Truppeninstandsetzung erfolgen müssen, sind nur dann denkbar, wenn der Kraftstoff z.B. in einem Einsatzgebiet für die Dauer des Einsatzes in ausreichender Menge zur Verfügung steht.

Wasserstoff gilt als der allseits angestrebte, langfristige Kraftstoff für den Antrieb mit elektrischen Maschinen (siehe Kapitel 3.7), wobei er aus heutiger Sicht in gewisser Konkurrenz zu entsprechend leistungsfähigen Akkumulatoren gesehen wird.

Im Folgenden werden Beispiele für alternative Kraftstoffe in einigen Punkten vorgestellt.

3.6.1 Fossile Brennstoffe

- *Erdgas:*

- Erdgas wird als CNG (compressed natural gas) in Druckbehältern (bei 200 - 250 bar) oder als verflüssigtes LNG (liquified natural gas) in Kryogentanks (bei -162°C) getankt.

Das LNG zeichnet sich mit der höheren Reichweite und dem Effekt der Kühlung bei der Gemischbildung aus, so dass die Leistungsverluste gegenüber dem CNG geringer sind. Allerdings ist der Schadstoffausstoß etwas schlechter als beim CNG. Der gasförmige Zustand lässt bei der Gemischbildung den effektiven Wirkungsgrad um ca. 5% steigen. Hingegen kann bei dem großen Gasvolumen nicht genügend Luftvolumen der Verbrennung zugeführt werden, so dass Leistungsverluste gegenüber Benzin- bzw. Dieselmotorbetrieb entstehen. Eine weitere Schwierigkeit ist, dass qualitätsverbessernde Additive dem Gas nicht beigegeben werden können, so dass es verstärkt zu Ablagerungen an den Ventilen kommt. Ein Problem bei der Motoranpassung sind die stark unterschiedlichen Erdgasqualitäten je nach Förderregion.

- Es ist wegen seiner geringen Zündwilligkeit auf eine Fremdzündung angewiesen, d.h. es muss in Otto- oder Dieselmotoren mit Fremdzündung (= Gas-Diesel-Motoren, Hybridmotoren, vergl. Kapitel 3.4) oder Dieselmotoren mit speziellen Zündhilfen (Zündstrahlverfahren = Diesel-Gas-Motoren) verwendet werden. Es hat hohe Oktanzahlen (ROZ 115 bis 130), so dass es sich besonders für aufgeladene Ottomotoren eignet.
- Gegenüber Otto- und Dieselkraftstoff werden im Erdgasbetrieb geringere Schadstoffemissionen möglich (bei NO_x und CO etwa $\frac{1}{4}$). Durch den höheren H_2 -Anteil werden bei Erdgasbetrieb zwar bis ca. 25% weniger CO_2 , dafür aber mehr Methan ausgestoßen. Erdgas besteht zu ca. 81 bis fast 100 % aus Methan. Insgesamt ist der Treibhausgasausstoß aber um 20% niedriger. Katalysatoren müssen speziell für den Methanbetrieb geeignet sein. Der Partikelaustritt tendiert gegen Null.
- Da Erdgas eine geringere Flammgeschwindigkeit als Benzin hat, sind besonders die Auslassventile gefährdet. Man kann diesem Problem teilweise mit mehr Frühzündung begegnen.
- Für das gesamte Kraftstoffversorgungssystem (Tank/Speicher, Gemischbildungssystem) rechnet man für CNG mit ca. 3 kWh/kg bzw. ca. 1,8 kWh/dm³ und für LNG mit ca. 6 kWh/kg bzw. ca. 5,2 kWh/dm³ (ohne Kraftstoffversorgungssystem: CNG ca. 13 kWh/kg bzw. 2 kWh/dm³). Daten zum Ottokraftstoff siehe Kapitel 3.2 und zum Dieselkraftstoff siehe Kapitel 3.3.
- Die erforderlichen Umrüstungen vom Betrieb mit herkömmlichen Kraftstoffen auf den Erdgasbetrieb sind durch den Bediener nicht möglich, wohl aber ein Umschalten bei bereits installierten Umrüstteilen. Eine Umrüstung militärischer Fahrzeuge mit Dieselmotor erscheint wenig sinnvoll.
- CNG lässt sich auch aus Biogas (siehe unten) oder durch die sogenannte Methanisierung von mittels regenerativer Energie hergestelltem Wasserstoff (siehe unten) erzeugen (vergl. auch Kapitel 3.6.3). Das dazu benötigte CO_2 kommt aus der Biogasherstellung oder Industrie.
- **Flüssiggas (LPG = *liquified petroleum gas*, auch Autogas):**
 - Es besteht überwiegend aus Butan und Propan (ca. 50 : 50) und entsteht bei Verarbeitung des Rohöls in der Raffinerie, sowie bei Förderung von Rohöl.

In seinem Verhalten und Auswirkungen ist es dem Erdgas ähnlich bei geringerer Oktanzahl als Erdgas.

- Es ist - wie Erdgas - wegen seiner geringen Zündwilligkeit auf eine Fremdzündung angewiesen, d.h. es muss in Otto- oder Dieselmotoren mit Fremdzündung verwendet werden.

Die Leistung sinkt gegenüber dem Diesel- bzw. Benzinbetrieb.

- Die Verwendung von Flüssiggas führt - wie bei Erdgas - zu einer Reduzierung der Stickoxid- und Partikelemissionen. Der CO₂-Ausstoß ist schlechter als bei Erdgas.
- Das Flüssiggas wird in Tanks mit einem Druck von 8 bar transportiert. Es ist schwerer als Luft, was für das Abstellen in Tiefgaragen problematisch ist.
- Für das gesamte Kraftstoffversorgungssystem (Tank/Speicher, Gemischbildungssystem) rechnet man mit ca. 6,9 kWh/kg bzw. ca. 5,2 kWh/dm³ (ohne Kraftstoffversorgungssystem: ca. 12,8 kWh/kg bzw. 6,9 Wh/dm³). Daten zum Ottokraftstoff siehe Kapitel 3.2 und zum Dieselmotorkraftstoff siehe Kapitel 3.3.
- Umrüstung: vergl. oben „Erdgas“.

- **Methanol:**

- Methanol wird aus Erdgas, Kohle oder Biomasse (vergl. Biokraftstoffe 2. Generation, siehe unten) gewonnen.
- Es eignet sich als Benzinersatz, besonders wegen seiner hohen Klopfestigkeit (zündunwillig). Es kann deshalb auch durch Zugabe zum Benzin dessen Klopfestigkeit erhöhen (15 % Zugabe ergeben ROZ > 106). Durch seine größere Verdampfungswärme sind der Wirkungs- (bis zu 30 %) und Liefergrad besser als bei Benzin, aber der Kaltstart und die Warmlaufphase schlechter. Methanol hat einen um 15% geringeren Heizwert und erzielt damit eine geringere Reichweite.

Der Einsatz von Methanol im Dieselmotor ist sehr unwirtschaftlich. Wegen der Zündunwilligkeit, hohen Verdampfungswärme und nicht vorhandenen Schmierfähigkeit sind erhebliche motorische Änderungen und Eingriffe in die Kraftstoffzusammensetzung erforderlich (u.a. Zündbeschleuniger).

Zumischungen zum Dieselmotorkraftstoff sind schwierig, so dass Lösungsvermittler beigegeben werden müssen. Methanol kann als Zusatz < 1% genutzt werden.

- Die Emissionen HC, CO und NO_x sowie Ruß sind geringer als beim Betrieb mit den herkömmlichen Kraftstoffen.
Zu beachten ist, dass Methan ein Treibhausgas ist.
- Für das gesamte Kraftstoffversorgungssystem (Tank, Gemischbildungssystem) rechnet man mit ca. 5 kWh/kg bzw. ca. 4,2 kWh/dm³ (ohne Kraftstoffversorgungssystem: ca. 5,8 kWh/kg bzw. 4,4 kWh/dm³).
- Die erforderlichen Umrüstungen vom Betrieb mit herkömmlichen Kraftstoffen auf Methanol sind durch den Bediener nicht möglich. Methanol ist extrem toxisch und greift die Dichtungen (Gummi, Kunststoffe) an und fördert die Korrosion auch wegen seiner hygroskopischen Eigenschaften.

- ***Gas to Liquid (GTL, Syn-Fuel, SMDS = Shell Mittel Destillations Synthese):***
 - Dieser synthetische Kraftstoff (Designerkraftstoff) wird aus Erdgas mit dem Fischer-Tropsch-Verfahren als Dieselkraftstoff hergestellt.
 - Er kann bezüglich Zündwilligkeit, Klopfestigkeit, seiner Bestandteile wie Schwefel usw. optimal zusammengesetzt werden.
 - Mit dem Kraftstoff kann eine bessere Verbrennung mit weniger Schadstoffemissionen, einschließlich der Partikel erreicht werden. Er ist schwefelfrei.
Die Emissionen lassen sich für HC bis um ca. 60 %, für CO bis um ca. 90 %, für NO_x bis um ca. 18 % und für die Partikel bis um ca. 25 % senken.
 - Eine Umrüstung ist nicht erforderlich. Die Betankungssysteme der herkömmlichen Kraftstoffe können genutzt werden.

- ***Dimethylether (DME):***
 - DME wird aus Synthesegas (Bestandteile: H₂, CO, CO₂) mit Hilfe von Methanol, aus Methanol mittels Katalysator, aus Erdgas, Kohle oder aus Biogas hergestellt (vergl. unten Biokraftstoffe der 2. Generation). Es ist ein synthetischer Kraftstoff und wird als Dieselkraftstoffersatz mit einer Cetanzahl von 55 bis 60 genutzt. Bei Umgebungstemperaturen des Motors muss DME gegen Dampfblasenbildung unter einem Druck von 15 bis 30 bar betrieben werden.
DME wird in Druckspeichertanks oder verflüssigt mitgeführt.

- Die unmittelbare Verdampfung nach Zylindereinspritzung fördert die Verbrennung mit geringeren NO_x - und Rußemissionen.
 - Im Betrieb ist es dem GTL ähnlich.
 - Die erforderlichen Umrüstungen vom Betrieb mit herkömmlichen Kraftstoffen auf den Betrieb mit DME sind durch den Bediener nicht möglich. Modifikationen an der Einspritzpumpe sind erforderlich.
- ***Coal to Liquid (CTL):***
Es ist wie der GTL ein synthetischer Dieselmotorkraftstoff bzw. Ottomotorkraftstoff (Dieselmotorkraftstoff), mit gleichen Eigenschaften, der mit Hilfe des Fischer-Tropsch-Verfahrens aus Kohle gewonnen wird.

3.6.2 Biokraftstoffe

Ein prinzipieller Vorteil der aus nachwachsenden Rohstoffen hergestellten Biokraftstoffe ist gegenüber den fossilen die CO_2 -Neutralität.

Man unterscheidet Biokraftstoffe der 1. und 2. Generation.

Biokraftstoffe 1. Generation:

Sie nutzen nur die Frucht, sind damit Konkurrenz zu den Nahrungsmitteln. Sie stellen eine Zwischenlösung dar.

Biokraftstoffe 2. Generation:

Sie nutzen die gesamte Pflanze, d.h. man kann sie auch ohne die Frucht herstellen. Es ist aber dennoch darauf zu achten, dass sie nicht zu Lasten der Nahrungsmittel produziert werden. Die Pflanzen werden in Form von Biomasse, Biomüll, Holzschnipsel usw. verarbeitet. Man kann nicht nur Pflanzen, sondern auch die Abfallprodukte der Landwirtschaft generell verwerten.

Wesentliche Beispiele für die Biokraftstoffe im Einzelnen:

- ***Ethanol (1. und 2. Generation):***
 - Ethanol wird aus Vergärung von Zucker oder Stärke (Kartoffeln, Zucker, Getreide, Stroh) gewonnen. Es hat eine begrenzte Lagerfähigkeit (ca. 3 Monate).
 - Ethanol ist für Ottomotoren geeignet.
Ethanol verhält sich ähnlich wie Methanol. Der spezifische Heizwert ist ca. 30% geringer als der von Benzin, so dass wie bei Methanol die Reichweite gegenüber dem Betrieb mit Benzin geringer ist. Auch Ethanol

not zeichnet sich durch eine höhere Klopfestigkeit ($ROZ > 108$) aus. Wegen des hohen Siedepunktes (65°C) zeigt Ethanol ein schlechtes Kaltstartverhalten. Weiterhin führt der hohe Dampfdruck des Kraftstoff-Luft-Gemisches zu Startschwierigkeiten bei hohen Umgebungstemperaturen (Sommer).

- Der CO_2 -Ausstoß ist ca. 50 bis 85% geringer als bei der Verwendung von Benzin.
- Für das gesamte Kraftstoffversorgungssystem (Tank, Gemischbildungssystem) rechnet man mit ca. $6,9 \text{ kWh/kg}$ bzw. $5,8 \text{ kWh/dm}^3$ (ohne Kraftstoffversorgungssystem: ca. $7,4 \text{ kWh/kg}$ bzw. $5,8 \text{ kWh/dm}^3$).
- Die erforderlichen Umrüstungen vom Betrieb mit herkömmlichen Kraftstoffen auf Ethanol sind durch den Bediener nicht möglich. Die Anpassung älterer Motoren ist teuer, wobei Zumischungen bis 10 % (E10) meistens ohne zusätzliche Maßnahmen möglich sind. Ethanol führt zur Korrosion von Aluminium und greift Kunststoffe und Gummi an. Das Problem wird durch den aus der Biomasse resultierenden höheren Wasser- und Säuregehalt noch unterstützt. Ethanol weist hygroskopischen Eigenschaften auf.
- ***Rapsöl, Biodiesel (1. Generation):***
 - Das Rapsöl wird aus den Rapsfrüchten gewonnen. Mit Hilfe von Methanol wird das Öl zu Rapsmethylester (RME) gewandelt, dem Biodiesel nach DIN 51606. Es lassen sich auch andere Pflanzen als Raps verwenden wie z.B. Soja, Jatropha, Sonnenblumen usw., so dass die Bezeichnungen PME (Pflanzliche Methylester) bzw. FAME (fatty acid methyl ester) umfassender sind. Es ist zu beachten, dass RME Lacke und Kunststoffe angreift, was ggf. zu Austausch von Dichtungen zwingt.
 - Das Rapsöl wird im Dieselmotor verwendet. Probleme beim Betrieb mit Rapsöl bereitet die etwa zehnmal höhere Viskosität gegenüber Dieselmotorkraftstoff. Die Düsen verkleben, und es kommt zu Rußablagerungen im Brennraum wegen der schlechteren Verbrennung. Die hohe Viskosität ist auch beim Kaltstart hinderlich. Man benötigt eine Kraftstoffheizung (Vorwärmung), auch bei Temperaturen oberhalb 0°C . Der mit der hohen Viskosität verbundene große Zündverzug erlaubt zunächst den Betrieb nur in Vor-, Wirbelkammer-Dieselmotoren oder in Dieselmotoren mit

Direkteinspritzung nach dem MAN-M-Verfahren bzw. KHD-D-Verfahren (siehe Kapitel 3.3 und 3.4).

Durch die Umesterung zu RME wird u.a. eine stabilere Qualität und eine dem Dieselkraftstoff vergleichbare Viskosität erreicht. Der Einsatz ist damit auch im modernen Dieselmotor mit Direkteinspritzung möglich.

- Die Abgasemissionen sind dem des Betriebes mit Dieselkraftstoff ähnlich, wobei vor allem der CO- und CO₂-, aber auch der HC-Ausstoß geringer, allerdings der NO_x-Ausstoß geringfügig höher sind. Der Partikel-ausstoß ist weniger stark (bis zu 70 %), aber die Probleme mit der Ruß-filterung sind bisher nicht gelöst. Zu beachten ist, dass das im RME enthaltene Methan ein Treibhausgas ist.
- Ggf. erforderliche Umrüstungen durch den Bediener sind nicht möglich. Die Betankungssysteme der herkömmlichen Kraftstoffe können genutzt werden. Umrüstungen sind durch die Truppeninstandsetzung möglich.
- ***Biomass(e) to Liquid (BTL, Sun-Fuel[®], 2. Generation):***
 - Es entsteht aus Biomasse usw. durch Vergasung und mit Hilfe des Prinzips des Fischer-Tropsch-Verfahrens ein synthetischer Dieselkraftstoff (Designerkraftstoff). Auch die Benzinherstellung ist grundsätzlich möglich.
 - Die Verbesserungen bei den Emissionen sind mit denen der GTL vergleichbar (vergl. oben).
 - Eine Umrüstung ist nicht erforderlich. Die Betankungssysteme der herkömmlichen Kraftstoffe können genutzt werden.
- ***Hydriertes Pflanzenöl (HVO = hydrogenated vegetable oils):***

Es entsteht aus Pflanzenöl (vergl. oben), das mit Hilfe einer katalytischen Reaktion mit Wasserstoff zu reinem Kohlenwasserstoff gewandelt wird. Es kann deshalb die Qualitätsanforderungen für Dieselmotoren besser erfüllen, hat eine höhere Energiedichte und damit verbunden einen geringeren Kraftstoffverbrauch. Allerdings liegt dieser gegenüber dem Dieselkraftstoff wegen der geringeren Dichte um ca. 10 % höher, und bei Kälte gestaltet sich der Betrieb schwieriger.

- ***Dimethylether (DME):***
vergl. oben

- ***Algen:***
Auf der Suche nach alternativen Kraftstoffen wird auch an der Erzeugung aus Algen geforscht.

3.6.3 Wasserstoff

Wasserstoff gilt als die zukünftige mittel- bis langfristige Alternative zu den fossilen Kraftstoffen. Das Problem, das es zu bewältigen gilt, ist die Bereitstellung der Primärenergie, um Wasserstoff aus Wasser, Methanol oder Biomasse zu gewinnen. Neben den dabei entstehenden Kosten ist die Umweltverträglichkeit von Bedeutung. Letzteres lässt sich nur mit den regenerativen Energien aus Sonnenlicht, Wasser und Wind sinnvoll erreichen.

Wasserstoff ist leichter als Luft, verdünnt sich schnell in der Luft und entweicht nach oben. Bei einer eventuellen Explosion geht der Druck damit nach oben, nicht zu den Seiten. Die Explosionsgrenzen sind sehr eng, so dass bei früher Zündung es lediglich brennt und zwar mit geringer Wärmeentwicklung und schnell. Allerdings ist der zündfähige Mischungsbereich von Wasserstoff und Umgebungsluft breiter als bei den herkömmlichen Kraftstoffen. Außerdem ist die erforderliche Zündenergie geringer. Es kommt nicht zu dem bei Diesel- und Ottokraftstoff gefürchteten Wegfließen des brennenden Kraftstoffs. Ein Tanksystem mit einem nach oben wirkenden „blow-out-panel-System“, wie man es von den Munitionsbunkern in Panzern kennt, würde Personen in den Fahrzeugen im Falle eines Brandes oder einer Explosion sicher schützen.

Wasserstoff kann in der Brennstoffzelle (vergl. Kapitel 3.7.2.2) verwendet werden. Er kann aber auch direkt im Ottomotor bzw. Hybridmotor eingesetzt werden. D.h. die bisherigen Entwicklungen können weiter geführt werden, allerdings wurden die Versuche 2009 eingestellt. Wegen des niedrigen Siedebereichs sind bei Verwendung im Ottomotor Klopfen, Rückzündungen und Glühzündungen entgegenzuarbeiten. Der gewichtsbezogene Heizwert ist gegenüber dem Benzin etwa um den Faktor 3 höher, während aber der volumenbezogene etwa um den Faktor 4 geringer ist. So ist der Gemischheizwert niedriger als im Benzinbetrieb, so dass sich Leistungsverluste von ca. 30 % ergeben.

Zu beachten ist bei der Verwendung von Metallleitungen das Problem der Wasserstoffversprödung.

Schadstoffemissionen sind nur Wasser und im Ottomotor auch geringe NO_x -Anteile aus der Verbrennungsluft.

Es kann im Kraftfahrzeug als Druckgas, Flüssiggas oder Metallhydrid mitgeführt werden.

Das *Druckgas* (Compressed H_2) benötigt Druckbehälter bei 200 - 700 bar. Die hohen Drücke führen zu dem Problem der schleichenden Diffusion, d.h. zu Kraftstoffverlusten auch bei Fahrzeugstillstand, was für den militärischen Einsatz wenig sinnvoll ist.

Für das *Flüssiggas* (Liquid H_2) werden isolierte Tanks (Kryogen-) benutzt, die die erforderliche Temperatur von -253°C gewährleisten. Dem Problem der schleichenden Verdampfung und damit Druckerhöhung im Tank wird mit einem sogenannten Boil-Off-Management begegnet. Die Betankung ist wesentlich schneller als bei den beiden anderen Speicherarten.

Ein *Metallhydridspeicher* mit Ti-Fe-Hydrid wurde in Versuchsfahrzeugen in den 1970er und 1980er Jahren verwendet. Inzwischen wird in der Fahrzeugtechnik der Flüssiggastank u.a. wegen der größeren erreichbaren Reichweiten (vergl. unten, Energieinhalte) und kurzen Betankungszeit bevorzugt. Die Betankung muss, wie bei allen gasförmigen Kraftstoffen in einem geschlossenen System erfolgen, im Gegensatz zu der möglichen, offenen Betankung mit Diesel- und Ottokraftstoff. Die erzielbaren Reichweiten sind dabei geringer als bei den herkömmlichen Kraftstoffen. Die Toträume in den Triebwerkräumen für die Speicher zu nutzen, ist nicht so ohne weiteres möglich. Der Wasserstoff-Betrieb mit Metallhydrid-Speichern auf Basis von Fe, Ti, Bo ist trotz der geringen Reichweite militärisch nicht ganz uninteressant, wenn das Granulat in die Panzerung integriert wird. Beschussversuche (zweite Hälfte der 1970er Jahre) haben gezeigt, dass lediglich um die Einschussstelle ein örtliches Feuer, das rasch verlöscht, entsteht. Der Beschussvorgang kommt dem Entladen des Hydridspeichers während des Betriebes gleich. Für die Wasserstoffrückgewinnung muss dem Speicher Energie zugeführt werden, was man im Fahrzeug z.B. durch Nutzung der Abgasenergie und/oder der Klimaanlage realisieren kann. Umgekehrt muss bei der Anlagerung des Wasserstoffes an das Metall (Tankvorgang) Energie entzogen werden, z.B. durch Heizen der Tankstelle. Der Tankvorgang benötigt eine nicht unerhebliche Zeitspanne. Die Entnahme läuft für den Fahrbetrieb befriedigend schnell ab.

Für das gesamte Kraftstoffversorgungssystem (Tank/Speicher, Gemischbildungssystem) rechnet man für Wasserstoff als Druckgas mit ca. 1,8 kWh/kg bzw. ca. 0,6 kWh/m³ (ohne das System: 33,3 kWh/kg bzw. 2,5 kWh/dm³), in flüssiger Form mit ca.

5 kWh/kg bzw. ca. 1,8 kWh/dm³ (ohne das System: 33,3 kWh/kg bzw. 2,36 kWh/dm³) und als Metallhydrid mit ca. 0,4 kWh/kg bzw. 1,2 kWh/m³ (ohne das System: ca. 0,85 kWh/kg bzw. 3 kWh/m³).

Die Gas- und Flüssigwasserstofftanks erschweren auf Grund ihrer abgerundeten Formen die Unterbringung im Fahrzeug.

An *anderen Speichermöglichkeiten* wird zur Zeit geforscht. So z.B. daran, Wasserstoff bei 120 bar in Kohlenstoff-Nano-Fasern einzulagern und bei ca. 40 bar wieder zu entnehmen oder Wasserstoff mit Hilfe von gemischten Metallhydriden auf Aluminiumbasis, sogenannten Alanaten, zu speichern. Eine weitere Möglichkeit ist hier ein Liquid Organic Hydrogen Carrier (LOHC, flüssiger Träger), bei dem die Hydrierung unter Wärmeentzug und die Dehydrierung im Fahrzeug unter Wärmezufuhr erfolgt (vergl. oben Metallhydrid). Die Flüssigkeiten werden unter Normaldruck transportiert und im Fahrzeug mitgeführt. Sie können mit dem konventionellen Tankstellennetz und -vertrieb transportiert werden. Man erreicht gegenüber dem Liquid H₂ eine etwa 1,5 fache Reichweite.

Die Probleme der oben erwähnten Primärenergie und auch ggf. der Betankungsinfrastruktur könnten vielleicht mit der Gewinnung von Wasserstoff aus Ameisensäure ohne den bei anderen Verfahren notwendigen Hochtemperaturreformer gelingen. Diese Möglichkeit wird im Augenblick untersucht. Die Ameisensäure ist einfacher zu transportieren als Wasserstoff, und der Prozess kann im Fahrzeug stattfinden. Das würde auch die mit Einführung des Wasserstoffes ggf. komplett neue Tankinfrastruktur erübrigen. Dies gilt auch für die sogenannte Methanisierung des Wasserstoffes, bei der die Erdgasinfrastruktur genutzt werden kann (vergl. auch Kapitel 3.6.1). Auch an Systemen, die Wasserstoff direkt an Bord des Fahrzeugs aus hydrierten Kraftstoffen gewinnen, und der Herstellung mittels einer künstlichen Photosynthese wird erforscht.

Die erforderlichen Umrüstungen vom Betrieb mit herkömmlichen Kraftstoffen auf den Betrieb mit Wasserstoff sind auch durch die Truppeninstandsetzung nicht möglich.

3.7 Elektrischer Antrieb

Elektrische Antriebe wurden schon zu Beginn der Entwicklung des Autos eingesetzt. Sie konnten sich aber wegen der bisher gewichtsintensiven Energiebereitstellung als Alternative zum Antrieb mit Verbrennungsmotoren nicht durchsetzen.

Der elektrische Antrieb rückt seit Ende der 1980er Jahre bei den Kraftfahrzeugen u.a. wegen der Möglichkeit der Verminderung der Emissionen wieder in den Vordergrund. Mit der Entwicklung der Halbleitertechnik wird der elektrische Antrieb, der in militärischen Fahrzeugen immer mal wieder untersucht und vereinzelt gefahren wurde, für Kettenfahrzeuge erneut interessant.

Der elektrische Antrieb umfasst prinzipiell die Baugruppen wie in Abb. 3.23 aufgeführt.

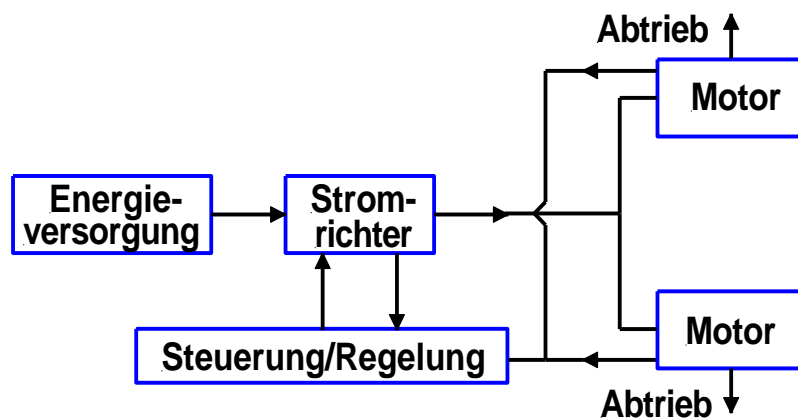


Abb. 3.23:
Prinzipieller Aufbau des elektrischen Antriebs in einem Kettenfahrzeug

3.7.1 Elektromotoren

Die Anforderungen bezüglich der Zugkraft, d.h. der Annäherung an die „ideale Zugkrafthyperbel“ (vergl. Abb. 3.3) erfüllt der Elektromotor in hervorragendem Maße (vergl. Abb. 3.4), wenn seine Drehmomentcharakteristik Reihenschlussverhalten aufweist. Dazu muss er eine bestimmte Bauart und/oder Steuerung bzw. Regelung aufweisen. Es ist prinzipiell kein zusätzlicher Kennungswandler erforderlich.

Da in dem Antrieb keine mechanischen Übertragungsmittel zwischen Energieversorgung und Elektromotor erforderlich sind, ist man in der Raumaufteilung grundsätzlich weniger eingeschränkt als beim konventionellen Antrieb mit Verbrennungsmotor und erforderlichem Kennungswandler (Getriebe). Bei Kettenfahrzeugen bietet sich für die Kurvenfahrt an, das Fahrzeug mit je einem Elektromotor links und rechts auszurüsten (sog. Zwei-Ecken-Antrieb). So ist, dann mit kleineren Motoren, auch ein sog. Vier-Ecken-Antrieb vorstellbar. Letzteres ist auch unter dem Aspekt des im Gefechtsfahrzeug vorhandenen Bauraumes zu sehen, dabei können die Elektromotoren in ihrem Durchmesser nicht beliebig verringert werden. Für den Zwei-Ecken-Antrieb bedeutet das, dass gegebenenfalls mit kleinerem Motor und nachgeschaltetem Zweiganggetriebe-

be gearbeitet werden muss, was auch den Betrieb im günstigeren Wirkungsgradbereich ermöglicht.

Der elektrische Antrieb bietet die Möglichkeit der Rückgewinnung der Bremsenergie (Rekuperation) und damit eine Verbesserung des Gesamtwirkungsgrades. Im PKW-Bereich rechnet man - je nach Einsatzprofil - mit Gewinnen von 20 bis 30 %. Für Gefechtsfahrzeuge spielt die Rekuperation, die auch abhängig vom Raumbedarf hydraulisch, pneumatisch oder in Gyrotechnik bewerkstelligt werden kann, allerdings eine untergeordnete Rolle, da das Einsatzprofil wenig zu solchen Phasen führt (vergl. Kapitel 3.5 mit Abb. 3.18). Außerdem wird das kettengetriebene Fahrzeug schon durch seinen hohen Rollwiderstand (vergl. Kapitel 2.2.4) gebremst.

Zur Rekuperation muss die elektrische Maschine im Generatorbetrieb laufen. Elektrische Maschinen können prinzipiell als Motor oder/und als Generator betrieben werden. D.h. als Motor wird aus elektrischer Energie mechanische erzeugt und im Generatorbetrieb umgekehrt.

Bei einem elektrischen Antrieb in Kraftfahrzeugen wird eine zusätzliche Bremsanlage (Reibungsbremse) installiert.

Eine sogenannte Gegenstrombremse, bei der der Bremsvorgang durch Drehrichtungs-umkehr des Motors erfolgt, führt besonders bei längeren Bremsvorgängen zu einer erheblichen thermischen und mechanischen Belastung des Motors, auf die er ausgelegt werden müsste. Es empfiehlt sich eine mechanische Bremsanlage zu installieren.

Die folgenden, beschriebenen Elektromotorarten haben sich bisher im Kraftfahrzeugbau etabliert. Weitere Entwicklungen sind in der Zukunft denkbar.

3.7.1.1 Reihenschlussmotor

Der Reihenschlussmotor (auch Hauptschlussmotor) gehört zu der Gruppe der Gleichstrommotoren.

Sie sind einfach aufgebaute Maschinen mit unkomplizierter Steuerung und damit kostengünstig. Der Gleichstrommotor kann bei Speisung durch einen Akkumulator (Batterie) ohne Stromrichter betrieben werden.

Ein Hauptbauteil des Gleichstrommotors ist der Stator (Ständer). Er besteht bei permanenter Erregung aus einem Dauermagneten und bei elektrischer Erregung aus einem Eisenkern mit Erregerspule, die in den Polschuhen endet. Das bewegliche Bau-

element ist der Rotor (Anker, Läufer), der sich im Magnetfeld des Stators dreht. Der Rotor ist mit Wicklungen (Spulen) versehen, die mit dem Kommutator (Stromwender) verbunden sind. Auf dem Kommutator schleifen die sogenannten Bürsten (Kohlen), die mit Gleichstrom gespeist werden. Durch die Drehbewegung des Kommutators wird die Stromrichtung im Rotor dauernd gewechselt (einfache Steuerung). Es baut sich ein Magnetfeld auf, so dass in Zusammenhang mit dem Magnetfeld des Stators die Drehbewegung entsteht.

Durch die Verschaltung von Stator- und Rotorwicklung in Reihe erhält man den Reihenschlussmotor (Abb. 3.24). Er weist die für den Kraftfahrzeugantrieb gewünschte Drehmomentkennlinie in Hyperbelform auf.

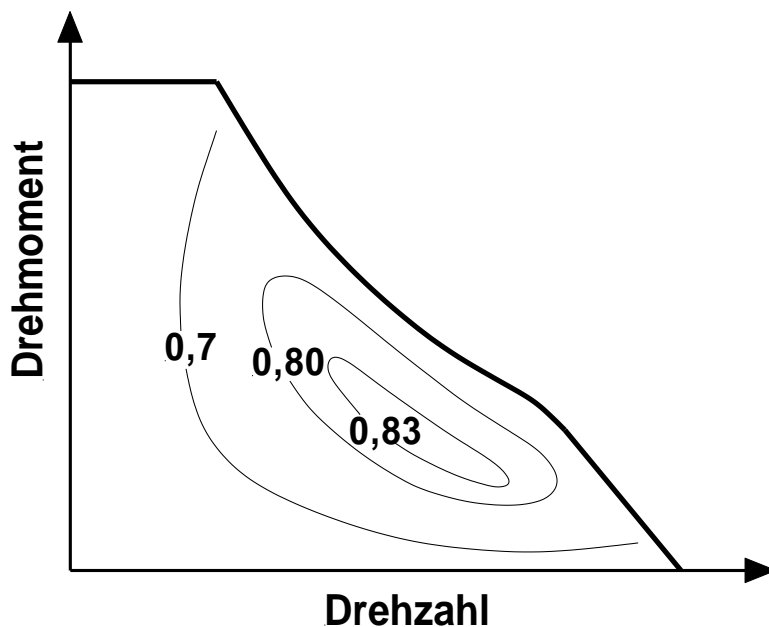


Abb. 3.24:
Kennfeld (Drehmoment als
Funktion der Drehzahl, Linien
konstanten Wirkungsgrades)
eines Gleichstrommotors

Die Drehzahl der Maschine ist wegen der Schleifkontakte begrenzt. Die Bürsten erzeugen auf dem Kommutator das sogenannte Bürstenfeuer, was zum Ausschluss der Maschine bei geforderter Explosions-/Brandsicherheit führt, und sind Verschleiß unterworfen.

Man kann mit einem Wirkungsgrad von 82 bis 86 % rechnen, der sich dann im Teillastbereich auf Werte bis ca. 60 % verringert.

3.7.1.2 Asynchronmotor

Der Asynchronmotor ist eine Drehfeldmaschine (Drehstrommaschine). Im Ständer ist eine dreiphasige Wicklung angeordnet, die von Drehstrom mit der Frequenz f gespeist wird. Der Läufer enthält die gleiche Anordnung der Wicklungen, in denen durch den Drehstrom des Ständers (Drehfeld des Ständers) Ströme induziert werden. Es entsteht ein Drehmoment. Das funktioniert nur solange der Läufer mit Schlupf der Drehfeld-drehzahl folgt.

Es gibt zwei Läufervarianten. Bei der einen werden die Wicklungsenden an Schleifringe geführt und dann kurzgeschlossen. Dabei kann mit Widerständen an den Wicklungsenden der Betriebspunkt variiert werden. Bei der anderen Bauweise, der robusten, am häufigsten verwendeten sogenannten Käfigläufermaschine, werden statt Wicklungen Stäbe mit einander über Ringe an den Enden des Läufers kurzgeschlossen.

Der Drehstrom muss aus dem Gleichstrom des Energiespeichers mit Hilfe des elektronischen Stromrichters (Halbleitertechnik, Wirkungsgrad etwa $\leq 98\%$) erzeugt werden. Mit ihm lässt sich durch Variation der Frequenz auch die Drehzahl stufenlos verstellen und die Käfigläufermaschine anfahren. Der Stromrichter erhöht die Kosten der Maschine, u.a. wegen des bei der Asynchronmaschine hohen Stromes bei kleinen Drehzahlen. Elektronische Stromrichter zur Drehzahlverstellung sind erst seit etwa Beginn der 1990er Jahre auf dem Markt.

Prinzipiell lässt sich die Drehzahl der Asynchronmaschine auch in Stufen über die Schaltung der Polpaarzahl p (der Wicklungen) verändern,

$$n = \frac{f}{p} . \quad 3/4$$

Asynchronmaschinen am Drehstromnetz benötigen zur Absenkung des Anfahrstromes die Stern-Dreieckschaltung des Ständers. Beim Schleifringläufer ist dies mit Vorwiderständen möglich.

Die Asynchronmaschine, besonders als Käfigläufer ist - wie gesagt - robuster als die Gleichstrommaschine und auch kleiner, leichter und kurzzeitig bis zum zweifachen des Nennmomentes überlastbar.

Die Asynchronmaschine erreicht Wirkungsgradbestwerte von 89 bis 93 % (Abb. 3.25).

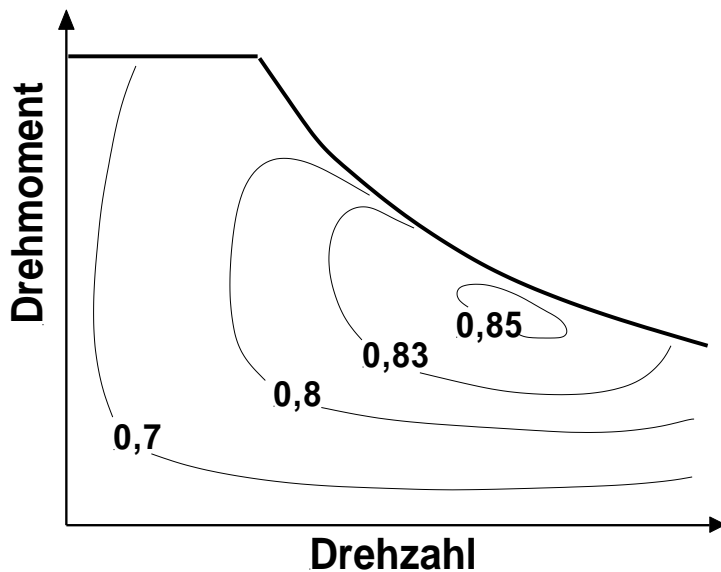


Abb. 3.25:
Kennfeld (Drehmoment als Funktion der Drehzahl, Linien konstanten Wirkungsgrades) eines Asynchronmotors

3.7.1.3 Synchronmotor

Der Synchronmotor ist prinzipiell wie ein Asynchronmotor aufgebaut, wobei nur der Rotor (das Polrad) mit Gleichstrom gespeist wird (Erregerwicklung). Es gibt auch Ausführungen mit Permanentmagneten statt der Erregung mit Gleichstrom. Diese sind die zur Zeit wegen ihrer hohen Leistungsdichte (sie bauen kleiner und leichter als Asynchronmotoren) und gutem Wirkungsgrad (siehe unten) am häufigsten verwendeten elektrischen Antriebe in Kraftfahrzeugen.

Das durch den Drehstrom im Stator erzeugte Magnetfeld und der Rotor laufen synchron, ohne Schlupf.

Es gibt die Synchronmaschinen als Außen- oder als Innenläuferausführungen. Bei der Außenläufervariante besteht der Rotor aus dünnen Blechpaketen, was die Eignung als Radnabenmotor fördert. Diese Variante kann auch mit einer Wasserkühlung versehen werden, das auch deshalb, weil wegen der möglichen Entmagnetisierung der Dauermagneten eine Betriebstemperatur von ca. 200° C möglichst nicht überschritten werden sollte. Diese Art bietet sich besonders bei hoher Leistung und unter Panzerschutz an. Bei den mit Permanentmagnet ausgerüsteten Motoren ist zu beachten, dass das Abklemmen zu hohen Spannungen führt.

Der Synchronmotor kann alleine so ohne weiteres nicht anlaufen. So kann beim Hochlauf die Maschine als Asynchronmaschine laufen, um dann in den Synchronbetrieb überzugehen. Dazu benötigt sie aber einen zusätzlichen Anlaufkäfig. Eine andere

Möglichkeit ist das mechanische Hochfahren. Effektiver ist aber das Hochfahren mit dem Stromrichter.

Mit ihm lässt sich wie bei der Asynchronmaschine (vergl. oben) die Drehzahl stufenlos verändern.

Für die permanent erregte Synchronmaschine wird ein Wirkungsgrad von 87 bis 94 % genannt und für die mit Gleichstrom fremderregte 87 bis 92 %. Im Teillastbereich liegen die Werte ähnlich wie bei der Asynchronmaschine (Abb. 3.26).

In der Entwicklung befindet sich zur Zeit der sogenannte Memory-Motor (Fa. Siemens), der die Vorteile der Asynchron- und Synchronmaschine mit einander verbindet. Mit Hilfe von Stromimpulsen werden die Rotormagnete auf- und entmagnetisiert.

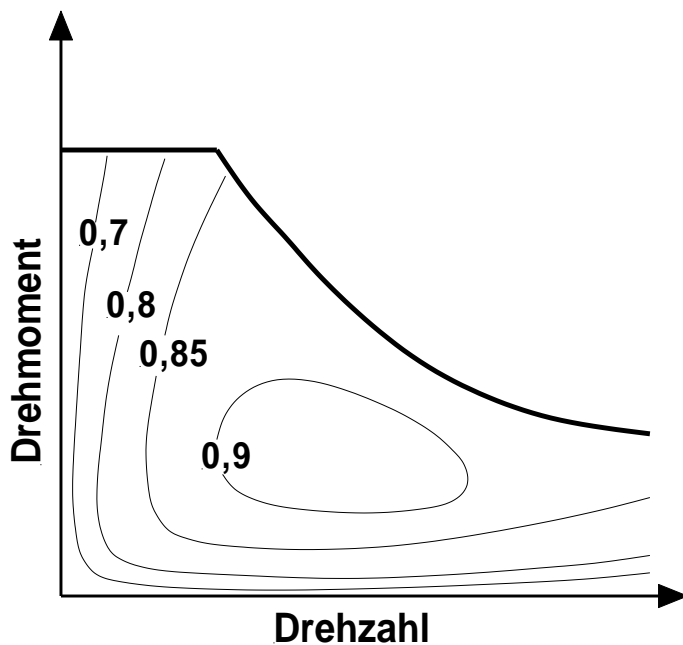


Abb. 3.26:
Kennfeld (Drehmoment als Funktion der Drehzahl, Linien konstanten Wirkungsgrades) eines permanent erregten Synchronmotors

3.7.1.4 Reluktanzmotor

Durch die mit Einführung der Leistungselektronik gewonnene Realisierbarkeit der gezielten Steuerung des Stromes in den Spulen ergaben sich weitere Möglichkeiten, Maschinenkonzepte in die Praxis umzusetzen, wie den aus der Synchronmaschine abgeleiteten Reluktanzmotor.

Beim diesem besteht der Läufer (Rotor) aus weichmagnetischem Material und ausgebildeten Polen und einem mit Spulen bestücktem Stator.

Für den Fahrzeugantrieb eignet sich die Bauart der geschalteten Reluktanzmaschine, bei der die Polzahl des Rotors geringer ist als die des Stators. Die Spulen des Stators werden der Reihe nach mit Strom beaufschlagt, so dass der Rotor gedreht (ein Mini-

mum an magnetischem Widerstand (Reluktanz)) und Drehmoment erzeugt wird. Die Ansteuerung der Spulen erfolgt mit Hilfe der Leistungselektronik und einem Lagegeber für die Rotorposition oder stattdessen mit Hilfe des Statorstromes oder der Größe des erzeugten Drehmomentes.

Der Drehmomentverlauf weist eine gewisse Welligkeit verbunden mit entsprechender Geräuschentwicklung auf.

Der Motor zeichnet sich durch seinen einfachen, robusten und kostengünstigen Aufbau und einen guten Wirkungsgrad von ca. 90 bis 94 % aus. Er ist leichter und kleiner (hohe Leistungsdichte, Drehmomentendichte) als der Asynchronmotor.

3.7.1.5 Dauermagnetmotor (der Fa. Magnetmotor Starnberg)

Die Entwicklung des Dauermagnetmotors baut auf dem Prinzip des Reluktanzmotors auf.

Bei diesem Dauermagnetmotor (MED-Technik = Multiple-Elektronik-Dauermagnet-Motoren bzw. -Generatoren) ist der Rotor außen angeordnet (Außenläufermotor; kann auch bei den anderen Synchronmotoren so ausgeführt werden) und der Stator innen (vergl. oben Reluktanzmotor). Das erleichtert die Kühlung der auf dem Stator angebrachten Wicklungen.

Diese Spulen können mit Hilfe der einzelnen Frequenzrichter der Multiplen-Stromsteuerung (Stromrichter, Leistungselektronik) einzeln oder in Gruppen seriell und parallel geschaltet werden. Dabei werden sie nacheinander mit Strom beaufschlagt, so dass der Rotor gedreht und Drehmoment erzeugt wird.

Die Dauermagneten sind auf dem Rotor in einem dünnen Ring angeordnet. Die Polzahl ist geringer als die des Stators.

Die Leistungselektronik ist aus vielen kleinen Leistungsmodulen zusammengesetzt, die einzeln und unabhängig die Spulen des Stators regeln. Dadurch besteht der Motor praktisch aus mehreren Teilmotoren. Die Leistungen dieser Motoren lassen sich multiplizieren zusammensetzen. Damit kann die Zugkrafthyperbel den jeweiligen Betriebsituationen angepasst werden. Außerdem erhöhen diese vielen Systeme die Zuverlässigkeit und die Verfügbarkeit.

Der Wirkungsgrad ist in allen Betriebsbereichen höher als bei den konventionellen Maschinen (Asynchron- und Synchronmaschinen, vergl. oben Reluktanzmotor). Es werden bis zu etwa 94 % erreicht.

Die Maschine benötigt ungefähr nur 1/3 des Bauraumes und Gewichtes einer Asynchronmaschine (hohe Drehmoment- und Leistungsdichte).

Der Aufbau der Maschine ist einfach und robust.



Abb. 3.27:
Dauermagnetmotor der Fa. Magnetmotor
(900 kW, Durchmesser etwas mehr als 1m,
ca. 1500 kg)

3.7.1.6 Transversalflussmotor

Der Transversalflussmotor ist ebenfalls ein schon bekanntes aus der Synchronmaschine abgeleitetes Konzept, das sich mit der Leistungselektronik in die Praxis umsetzen lässt. Diese Motorart befindet sich in der Entwicklung.

Bei der Transversalflussmaschine laufen die Flusslinien senkrecht zu der Richtung der oben beschriebenen Maschinen. Auf dem Stator sind die Wicklungen und auf dem Rotor ein Dauermagnetsystem angebracht. Die Stromregelung erfolgt mit der Leistungselektronik.

Der Welligkeit des Drehmomentverlaufes und der damit verbundenen Geräuschentwicklung (ähnlich der Reluktanzmaschine) muss mit einer hohen Polzahl begegnet werden.

Der Transversalflussmotor zeichnet sich durch das geringste Bauvolumen und niedriges Gewicht (hohe Leistungsdichte, Drehmomentendichte) aus.

Die Herstellung ist aber teuer.

Wirkungsgrade von mehr als 97 % sind erreichbar.

3.7.1.7 Zusammenfassung

Bei der Auswahl der Motoren als Fahrzeugantriebe haben sich die Drehfeldmaschinen gegenüber dem Gleichstrommotor durchgesetzt, die wegen der fehlenden Bürsten - bei den Synchronmotoren ist die Ausführung mit Permanentmagneten vorzuziehen - sicherer, robuster und weniger wartungsintensiv sind. Sie sind auch leichter, kleiner und haben die höheren Wirkungsgrade.

Allerdings sind die Kosten auch wegen der erforderlichen Stromrichter und Steuerung/Regelung (Leistungselektronik) höher. Das Leistungsgewicht der elektrischen Maschinen wird außerdem durch die Drehzahl bestimmt. Mit steigender Drehzahl wird das Leistungsgewicht besser.

Bei den Drehfeldmaschinen ist die Asynchronmaschine die robusteste und preiswerteste, allerdings hat sie auch das größte Gewicht und den größten Raumbedarf. Dabei ist aber der Platz für die Leistungselektronik (Steuerung/Regelung) zusätzlich zu berücksichtigen. Hierzu ist festzustellen, dass dieser weitere Raumbedarf besonders bei den Maschinen mit der Notwendigkeit der Stromregelung zunimmt. Das ist auch in der erforderlichen Kühlung begründet. Man kann überschlägig für die Leistungselektronik etwa den gleichen Raumbedarf und auch mehr wie für den Elektromotor veranschlagen. Zur Zeit ist es das Ziel, den Raumbedarf durch neue temperaturtolerantere Materialien und Verbesserungen der Struktur und Kühlung mindestens zu halbieren. Die Größe der Motoren lässt sich auch durch die Verwendung von zusätzlichen Drehmomentwandlern verringern. Dabei muss ein Optimum für das Zusammenspiel der Faktoren Motor-, Getriebegröße und deren Bauvolumen, Wirkungsgrad und Zugkraftangebot erreicht werden.

Die Motoren und ihre Regelung sind in kettengeriebenen Gefechtsfahrzeugen gegenüber der Verwendung in zivilgenutzten Radfahrzeugen erschwerten Bedingungen ausgesetzt. Es sind hier besonders die Schwingungsbelastungen und der kühlungstechnisch schwierige Einsatz unter Panzerschutz (Motorraumtemperaturen bis ca. 120° C bei konventionellem Antrieb) zu berücksichtigen. Weiterhin sind die hohen geforderten Leistungen mit den entsprechend hohen Stromstärken (mehrere kA) und Spannungen (> 1000 V) zu beachten.

Es müssen zusätzlich Sicherheitsmaßnahmen (z.B. Bedienung, Instandsetzung) und Maßnahmen für die elektromagnetische Verträglichkeit (EMV) ergriffen werden. Bedingt durch die hohen Ströme sind entsprechend dicke und weniger elastische Kabelstränge und eine Wasserkühlung (Anlage unter Panzerschutz) mit entsprechenden Schlauchleitungen erforderlich und müssen im Fahrzeug untergebracht werden (vergl. Kapitel 3.7.1.5 und Abb. 3.27). Damit ist die oben beschriebene Flexibilität der Mo-

toranordnungen (vergl. Kapitel 3.7.1) stark eingeschränkt. Die Kühlung lässt sich mit einem innenliegenden Stator bei den oben beschriebenen Synchron-, Reluktanz-, Dauermagnet- und Transversalflussmaschinen am einfachsten realisieren. Gekühlt werden die elektrischen Maschinen mit Öl.

Bei Kettenfahrzeugen müssen die Motoren die hohen Leistungen der Kurvenfahrt aufbringen können (vergl. Kapitel 2.3.4), und es sollte das regenerative Lenken möglich sein (vergl. Kapitel 2.3.4). D.h. die Blindleistung sollte von der kurveninneren Kette zur Unterstützung zur kurvenäußeren Kette fließen können. An der kurvenäußeren Kette kann - abhängig von der Fahrsituation - eine mehr als doppelt so hohe Leistung wie die eingesetzte Motorleistung erforderlich werden. Hier ist die Möglichkeit, elektrische Motoren kurzzeitig mit Überlast fahren zu können, gegenüber den konventionellen Antrieben von Vorteil. Dieser Leistungsfluss muss über die elektronischen Bauelemente der Steuerung/Regelung und Stromrichter erfolgen. Die dabei fließenden hohen Leistungen belasten die Halbleiter thermisch, so dass ein entsprechendes Kühlsystem installiert werden muss. Bisher konnte dieses Problem für schwere Kettenfahrzeuge wie Schützen- oder Kampfpanzer vor allem bezüglich Raumbedarf und Standfestigkeit noch nicht befriedigend gelöst werden. Für die Leistungselektronik ist bei den Einsatzbedingungen unter Panzerschutz ein zusätzliches Kühlsystem erforderlich, das nicht direkt mit der Motorkühlung zusammengeführt werden kann, da die bei den modernen Motoren angewendete Heißkühlung (Kühltemperatur $\leq 130^\circ \text{C}$) zu hohe Temperaturen für die Halbleiter zur Folge hat. Es ist ein zweiter Kühlkreislauf mit ca. 80 bis 85°C erforderlich.

Es wird an Werkstoffen z.B. auf Silizium-Karbid-Basis geforscht, die kleinere Rechner zulassen und temperaturbeständiger ($> 80^\circ \text{C}$) sind, so dass ein Einsatz elektrischer Antriebe in gepanzerten Kettenfahrzeugen in Zukunft möglich erscheint.

Zur Standfestigkeit und Betriebssicherheit lassen sich im Augenblick für Gefechtsfahrzeuge noch keine verbindlichen Aussagen treffen. Bezüglich der Leistungselektronik kann man sich auf die Erfahrungen mit den in der Truppe eingeführten elektronischen Systemen und denen der zivilen Fahrzeuge nur bedingt abstützen. Hier sind Schaltungen, wie sie beim Dauermagnetmotor vorhanden sind, sicher von Vorteil.

Zusammenfassende Bewertung:

Der Elektromotor hat gegenüber dem Verbrennungsmotor mit Kennungswandler den Vorteil der weit geringeren Anzahl beweglicher Teile.

Ein elektrischer Antrieb bietet grundsätzlich den Vorteil einer geringeren Geräuschentwicklung. Auch wird sich eine Verringerung der thermischen Signatur des Fahrzeugs ergeben.

Die Kosten für den elektrischen Antrieb mit seiner Leistungselektronik, den zum Teil erforderlichen seltenen und teuren Werkstoffen und der zugehörigen Energieversorgung übersteigen zur Zeit die des konventionellen Antriebs mit Verbrennungsmotoren bei weitem. Das betrifft vor allem die Energiespeicher, die erst eine relativ kurze Entwicklungszeit hinter sich haben und zum Teil noch nicht in Serie gefertigt werden (vergl. Kapitel 3.7.2). Mit dem angesprochenen Ziel der Verringerung des Bauvolumens wird der Elektroantrieb - unabhängig von der Verknappung der Kraftstoffressourcen für die herkömmlichen Antriebe - im Kettenfahrzeug grundsätzlich von Interesse werden.

3.7.2 Energiespeicher

Die Energieversorgung der Elektromotoren (vergl. Abb. 3.23) kann mit den Energiespeichern Akkumulator (kurz: Akku), Kondensator und einer Brennstoffzelle sichergestellt werden.

Akkumulatoren speichern die Energie elektrochemisch und sind im Gegensatz zu den Batterien wieder aufladbar. In der Praxis wird der Akku allerdings in der Regel als (Fahrzeug-)Batterie bezeichnet.

Kondensatoren (Doppelschicht-Kondensatoren, sog. Supercaps/Ultracaps) speichern die Energie elektrostatisch. Sie haben eine viel geringere Energiedichte (Wh/kg) als die Akkumulatoren, können die Energie aber schneller zur Verfügung stellen bzw. abgeben (geringe Leistungsdichte W/kg), was bei Beschleunigungsvorgängen und einer Rekuperation erforderlich sein kann.

Einer schnellen Energieentnahme bzw. -aufnahme sind durch den inneren Widerstand und der damit verbundenen Wärmeentwicklung bei den Akkumulatoren Grenzen gesetzt. Eine Kühlung ist hier hilfreich. Gegebenenfalls kann das Akkumulatorsystem durch Kondensatoren ergänzt werden, die ihrerseits wegen der geringen Energiedichte aber nicht als alleiniger Speicher geeignet sind (vergl. Kapitel 3.7.2.1 Tabelle 3.5).

Die Brennstoffzellen arbeiten auch elektrochemisch, aber im Gegensatz zum Akkumulator mit kontinuierlicher Energiezufuhr.

Darüber hinaus sind Schwungmassenspeicher, auch elektromagnetisch unterstützte (z.B. Magnetdynamischer Speicher der Fa. Magnetmotor Starnberg) denkbar. Sie erzielen gute Leistungsdichten wie die oben angeführten Kondensatoren. Sie sind aber

im Fahrzeug gegen Störungen durch die Fahrzeugbewegungen entkoppelt zu installieren, was ihr Gewicht und Bauvolumen für den Einsatz in gepanzerten Gefechtsfahrzeugen unakzeptabel in die Höhe treibt.

3.7.2.1 Akkumulatoren

Für den Einsatz als Energiespeicher für Elektrofahrzeuge kommen die sogenannten Traktionsakkus zum Einsatz. Sie müssen ihre Energie über längere Dauer abgeben können und eine möglichst große Zahl von Lade-/Entladezyklen vertragen.

Weitere Anforderungen sind u.a.:

- eine möglichst weitgehende Wartungsfreiheit,
- einwandfreie Funktion in einem Temperaturbereich von -30° bis $+70^{\circ}$ C (im militärischen Bereich können durchaus weitergehende Forderungen bestehen, so bis -40° C),
- geringe Selbstentladung,
- möglichst unempfindlich gegen Tiefentladung,
- Rüttel- und Stoßfestigkeit (auch bei Anspannungen am Fahrzeug),
- Schäden durch Fehlbehandlung und durch Defekte eines angeschlossenen Verbrauchers dürfen nicht vergrößert werden,
- möglichst hohe Temperaturtoleranz der verwendeten Materialien.

Bezüglich der Reichweite haben die auf dem Markt und die sich in der Entwicklung befindenden Akkumulatoren gegenüber den Energiespeichern der herkömmlichen Antriebe ganz erhebliche Defizite. Bei den Verbrennungsmotoren mit Otto- und Dieselmotoren in Tanks stehen Energieinhalte von ca. 10000 bis 12000 Wh/kg zur Verfügung und übersteigen damit die der Akkumulatoren des derzeitigen Entwicklungsstandes im günstigen Fall um einen Faktor von > 50 (vergl. Beispiele für den Einsatz in Kraftfahrzeugen in Tabelle 3.5, wobei die höheren Daten für die Energiedichte und Leistungsdichte noch nicht ganz erreicht werden). Ziel ist, ein Akkusystem mit einer Energiedichte von > 1000 Wh/kg zu entwickeln.

Alle Akkumulatoren haben einen Temperaturbereich, in dem sie am wirtschaftlichsten arbeiten. Bei einigen (z.B. Li-Ionen Akkus) muss der Temperaturbereich aus Sicherheitsgründen eingehalten werden, was eine zusätzliche Klimatisierung erforderlich macht, die den Wirkungsgrad belastet. Ein unkontrolliertes Entladen kann zur Explosion und ein Überladen zum Brand führen. In Forschung und Entwicklung wird mit Hochdruck nach temperaturtoleranteren Werkstoffen gesucht, die auch zu leichteren und kleineren Speichereinheiten führen.

Akku-Typ	Energie- dichte Wh/kg	Leistungs- dichte W/kg	Wirkungs- grad %	Lebens- dauer Zyklen	Lebens- dauer Jahre
Blei	30 - 50	200 - 300	80 - 85	300 - 400	2 - 4
Nickel/ Metallhydrid	46 - 90	500 - 1300	> 70	> 2000	8 - 10
Natrium/ Nickelchlorid	90 - 100	160	85 - 90	1000	5 - 10
Lithium/ Metall Fortu ^R	60 – 250 (1000)		> 80		
Lithium/Ionen	120 - 240	600 - 3000	95	> 1000	8
Lithium/Polymer	110 - 180	~ 300 (– 2800)		< 600	
Lithium/Titanat	70 - 90	4000	90 - 95	> 15000	
Zink/Luft	180 - 220	~ 100			
<i>Kondensatoren</i>	<i>5</i>	<i>1000- 5000</i>	<i>95</i>	<i>> 500000</i>	<i>10</i>

Tabelle 3.5: Akkumulatoren im Vergleich (Beispiele, Kondensatoren zum Vergleich; Klammerwerte: theoretisch erreichbar)

Der Lithium/Ionen-Akku darf aus Sicherheitsgründen eine Temperatur von 40° C nicht überschreiten. Der Wirkungsgrad nimmt mit der Temperatur stark ab. Er ist das zur Zeit für den Einsatz als Traktionsakkumulator am meisten favorisierte System.

Der Lithium/Polymer-Akku arbeitet mit Betriebstemperaturen bis 100° C.

Der Lithium/Titanat-Akku arbeitet mit Betriebstemperaturen von 75° C und soll bis 250°C sicher sein.

Beim Lithium/Metall Fortu^R-Akku ist ein thermisches „Durchgehen“ wie beim Lithium / Ionen-Akku nicht möglich. Ein Betrieb bis – 29° C ist unter Laborbedingungen erreicht worden.

Es wird auch an Lithium-Metall-Polymer-Akkus geforscht, die aber als wenig langlebig und unsicher gelten. Allerdings gibt es hier Entwicklungen, die diese Probleme angehen.

Für den Fahrzeugeinsatz werden auch Lithium-Eisen-Phosphat-Akkus (LiFePO₄) in Betracht gezogen, die erheblich sicherer sind als die Lithium-Ionen Akkus. Sie lassen sich auch schneller laden (z.B. werden für einen PKW 20 Minuten angegeben). Allerdings ist ihr Energieinhalt geringer (bis zu 110 Wh/kg) bei etwa gleicher Leistungsdichte und Lebensdauer.

Es gibt über die hier aufgeführten Akkumulatoren hinaus in der Entwicklung noch weitere auf Lithium-Basis mit ähnlichen Energiedichten.

Der in der Forschung befindliche - leichtere - Lithium-Luft Akku soll die Zielvorstellung einer Energiedichte von 1000 Wh/kg noch weit übertreffen (ca. 11000 Wh/kg), wobei das Problem der geringen Lebensdauer (Zahl der Ladezyklen, Temperaturbeständigkeit) noch gelöst werden muss. Es gibt auch eine Entwicklung, das seltene Lithium durch Silizium zu ersetzen, bei etwa gleicher Energiedichte.

Die Lithium-Akkumulatoren weisen zur Zeit die höchsten Energiedichten auf, die aber zukünftig noch höher sein müssen, damit die elektrischen Antriebe mit den herkömmlichen konkurrieren können. Dazu muss der innere Widerstand gesenkt und nach neuen temperaturtoleranten Werkstoffen gesucht werden.

Der Natrium/Nickelchlorid-Akku („Zebra-Batterie“) muss im Hochtemperaturbereich von 270 bis 350° C betrieben werden.

Das Zink/Luft-System ist nicht aufladbar, also eine Batterie. Ihre Energie stellt sie durch Oxidation von Zn durch gesteuertes/geregeltes Anblasen mit Luft zur Verfügung. Sie wird nicht wieder aufgeladen, sondern recycelt. Die Lebensdauer wird zur Zeit als zu gering eingestuft. Das System benötigt eine andere Infrastruktur als die Akkus. Die Entwicklung auch anderer Metall-Luft-Systeme ist noch nicht soweit fortgeschritten.

Man benötigt für die Akkumulatoren ein Lade-/Entlademanagement (in der Leistungselektronik integriert) in Abhängigkeit von z.B. dem Entladestrom, der Entladeschlussspannung, dem Ladeverfahren, der Leerlaufspannung, dem Lebensalter des Akkus, der Akkuteperatur, der Anzahl der Akkus usw.. Das ist allerdings mit entsprechendem Raum-, Gewichtszuwachs und Energieverbrauch verbunden. Für den Li/Ionen-Akkumulator kann man mit einer Gewichtssteigerung um ca. das 1,5-Fache, entsprechend mit einer Volumensteigerung um ca. das 1,8-Fache für das Management- und Kühlungssystem rechnen. Zu lösen sind die Probleme der Ladezeiten und bei einigen Systemen auch die der Lebensdauer.

Die Kosten für die Akkus schwanken zur Zeit von 100,- (Blei-Akku) bis etwa 400,- EUR/kWh. Mit fortschreitender Entwicklung und auch entsprechender Serienfertigung verringern sie sich laufend. In der Gegenrechnung ergeben sich ggf. für die konventionellen Antriebe steigende Kosten für knapper werdende bzw. alternative Kraftstoffe.

Für den Einsatz des „rein elektrischen“ Antriebes in einem gepanzerten Gefechtsfahrzeug sind die Reichweite bei erforderlichem Energiespeichergewicht und -volumen von Bedeutung. Dazu betrachtet man den Gesamtwirkungsgrad vom Aufladen der Akkus bzw. Tank bis zum Triebtrieb für den Elektro- und den konventionellen Antrieb.

Für den Elektroantrieb ergeben sich folgende Daten im optimalen Betriebsbereich/Teillast:

Akku-Wirkungsgrad Laden ca. > 80 % (> 60%)

Akku-Wirkungsgrad Entladen ca. > 80 % (> 60%)

Die Wirkungsgrade sind von der Alterung, der Temperatur und der Lade- bzw. Entladegeschwindigkeit abhängig.

Motor-/Generatorwirkungsgrad 70 - 90 %

Leistungselektronik 95 – 98 %

Abtriebswirkungsgrad (Getriebe zu den Triebrädern) 85 - 90 %

Für den konventionellen Dieselantrieb ergeben sich im Vergleich:

Motorwirkungsgrad 25 - 40 %

Wirkungsgrad des Antriebsstranges

(abhängig von Last, Drehzahl, verwendeter Schaltstufe) 70 – 80 %

(im Bestpunkt > 90 %)

Für einen Vergleich der möglichen Reichweiten soll eine Abschätzung mit einem fiktiven Fahrzeug durchgeführt werden (Tabelle 3.6).

	konventioneller Antrieb	elektrischer Antrieb
Antriebsgewicht	3500 kg	2400 kg
Tank/Speicher	650 kg	1750 kg
Energiedichte Kraftstoff/elektr. Speicher	11000 Wh/kg	1000 Wh/kg
Energiedichte am Abtrieb	1925 - 3520 Wh/kg	360 - 508 Wh/kg
Verfügbare Energie am Abtrieb	1203 - 2288 kW/kg	450 - 889 kW/kg
Reichweite	etwa 250 %	jeweils 100 %

Tabelle 3.6: Geschätzter Reichweitenvergleich konventioneller (Dieselmotor) – elektrischer Antrieb

Dazu werden die Daten für Antriebs- und Speichergewicht angenommen und die oben angeführten Wirkungsgrade (für die Akkus 80 %) zu Grunde gelegt. Für den Vergleich wird eine Akkumulatoreinheit mit einer Energiedichte entsprechend des Zieles von 1000 Wh/kg herangezogen. Die Gewichtsbilanz für den Antrieb und Tank bzw. Spei-

cher soll für den konventionellen und elektrischen Antrieb gleich sein.

Das bedeutet, dass die Reichweite des konventionellen Antriebs um einen Faktor von ca. 2,5 höher ist. Mit dem angestrebten Ziel, Akkus mit 1000 Wh/kg zu entwickeln, würde man etwa an die Reichweiten in dem Bereich der früher mit Ottomotoren und heute mit Gasturbinen betriebenen Kampfpanzer herankommen.

Dieser Vergleich ist aber ohne die Berücksichtigung des Wirkungsgrades der für die z.B. Lithium/Ionen-Akkus erforderlichen Klimatisierung der Akkumulatoren durchgeführt. Dadurch verschlechtern sich die Wirkungsgrade des elektrischen Antriebes. Bei einem Verlust von z.B. 10 % für die Kühlung erhöht sich der Reichweitenfaktor auf ca. 2,8. Dem lässt sich allerdings mit der laufenden Verbesserung der Wirkungsgrade der Akkus und Klimatisierung gegensteuern.

Zu beachten ist fernerhin, dass die Akkus nicht völlig entladen werden dürfen (Tiefentladungen), da sich sonst ihre Lebensdauer zusätzlich verkürzt. Die Angaben für die Entnahme schwanken zwischen 50 und > 90 %. Entlädt man die Akkus auf 80 % ihrer Kapazität, verringern sich die Reichweiten nochmals um ca. 1/3. Außerdem ist zu berücksichtigen, dass die die Ladezeiten für Akkus, die heute z.T. nur noch etwa 0,5 Stunden betragen können, höher sind als die Betankungszeiten bei den konventionellen Antrieben.

Das bedeutet, dass ein Akku-Wechselsystem erforderlich ist, d.h. der entladene Akkusatz wird dem Fahrzeug entnommen, und ein geladener Satz wird eingeschoben. Bei einem solchen System müssen allerdings die Schnittstellen wie z.B. zum Kühlsystem integriert werden.

Die Angaben bis zum Erreichen der Serienreife der Akkumulatoren mit ausreichender Kapazität schwanken zur Zeit mit bis zu fünfzehn Jahren. Die Entwicklung der elektrischen Speicher befindet sich eigentlich fast noch im Anfangsstadium. Dabei ist aber noch nicht die Frage geklärt, inwieweit die seltenen Werkstoffe, die generell in der Elektronik benötigt werden, wie Lithium, weltweit in ausreichendem Maße zur Verfügung stehen. Es wird nach Ersatzwerkstoffen gesucht, auch im Bereich organischer Stoffe.

Bisher ist noch nicht abschließend betrachtet und ermittelt worden, wie die Akkumulatoren entsorgt bzw. recycelt werden können.

3.7.2.2 Brennstoffzelle

Sie befindet sich allerdings immer noch in der Entwicklung. Die Prognosen für eine

umfassende Serienfertigung schwanken sehr. Man rechnet in dem Zeitraum bis 2025, obgleich Honda 2007 das erste Serienfahrzeug produzierte.

Wie oben erwähnt ist die Brennstoffzelle eine Alternative zu den Akkumulatoren. Sie kann dementsprechend auch statt einer Batterie bei herkömmlichen Kraftfahrzeugantrieben genutzt werden. Mit den oben (Kapitel 3.6.3) aufgezeigten Speichermöglichkeiten sind größere Reichweiten als bei Fahrzeugen mit Akkumulatoren möglich.

Die Brennstoffzelle ist ein elektrochemischer Wandler, in dem die chemisch gebundene Energie mit hohem Wirkungsgrad direkt in elektrische Energie umgesetzt wird. Dabei wird in ihr ein Brenngas (Erdgas, aus Benzin, Methanol, meistens aber Wasserstoff direkt) unter Zuhilfenahme eines Elektrolyten oxidiert (kalte Verbrennung). Es entstehen negative Sauerstoffionen, die durch den Elektrolyten zur Anode, während die Elektronen durch den Verbraucher, im Fall des Elektroantriebs durch den Elektromotor, zurück zur Kathode wandern. Es entstehen keine Schadstoffe, lediglich Wasser wird abgeschieden.

Die Brennstoffzellen unterscheiden sich nach der Art der Elektrolyten und der Energieträger (Brenngase). Einige sind in Tabelle 3.7 aufgeführt.

Bezeichnung	Elektrolyt	Brenngas	elektrischer Wirkungsgrad	Arbeits-temperatur in °C
PEM (Proton Exchange Membrane)	Polymermembran	Wasserstoff	50 - 70 %	60 - 80 - 100
DM (Direct Methanol)	Polymermembran	Methanol	40	60 - 130
SO (Solid Oxid)	Zr(Y)O ₂	Wasserstoff, Methan, Kohlegas	50 - 65	800 - 1000
PA (Phosphor-Acid)	H ₃ PO ₄	Wasserstoff	40 - 60	120 - 160 - 200
A (Alkaline)	Kalilauge (KOH)	Wasserstoff	60 - 70	60 – ca. 90
MC (Molton Carbonat)	Alkalikarbonat-schmelzen	Wasserstoff, Methan, Kohlegas	45 - 60	650

Tabelle 3.7: Übersicht Brennstoffzellenarten

Die für den Fahrzeugantrieb entwickelte Brennstoffzelle ist die PEM-Brennstoffzelle (Proton-Exchange-Membran-), eine Niedertemperatur-Brennstoffzelle mit einer Elektrolytmembran, einer protonenleitenden Polymerfolie.

Sie zeichnet sich, bedingt durch ihren Aufbau mit dünnen Elektrolytspalten, durch relativ geringe Ohm'sche Verluste aus. Die Verluste einer Brennstoffzelle werden im Wesentlichen durch die Ohm'schen -, Diffusionsverluste und Überspannungen an den Elektroden verursacht.

Die Elektroden enthalten auch den Katalysator in Form von Platinanteilen (Abb. 3.28). Das hat den Vorteil, dass ein saurer Elektrolyt verwendet werden kann, der nicht so empfindlich gegen CO_2 aus der Luft ist. Allerdings treibt Platin die Kosten für die Brennstoffzelle mit in die Höhe. Es wird nach Alternativwerkstoffen geforscht. So wird der Einsatz von Kobalt als Ersatz für Platin untersucht.

Die Niedertemperaturbrennstoffzellen müssen mit weitgehend reinem Wasserstoff betrieben werden. Brenngase mit größeren Molekülen, wie aus Methanol oder Benzin, sind zwar möglich, führen aber wegen der langsameren Reaktion zu schlechteren Wirkungsgraden.

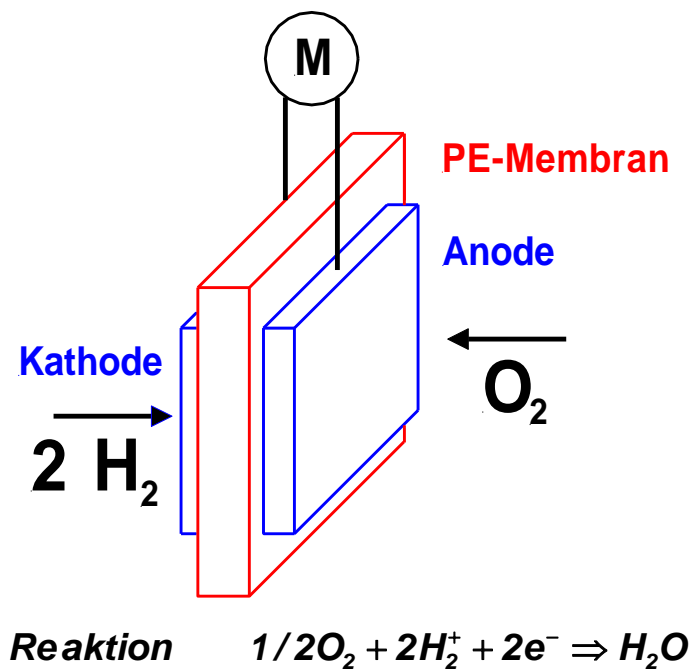


Abb. 3.28:

Prinzip der PEM-Brennstoffzelle

Deshalb wird diesen mit Hilfe eines Reformers (mit Wasser unter Temperatur und Druck) an Bord des Fahrzeugs der Wasserstoff entzogen. Das dabei entstehende CO muss wegen der Gefahr der Vergiftung des Platinkatalysators entfernt werden. Weiterhin benötigt die PEM-Brennstoffzelle neben der Steuerungs-/Regeleinheit ein Luftauf-

bereitung-, ein Kühl- und ein Befeuchtungssystem für die Gase. Für die Reaktion wird auf der Anodenseite Wasser benötigt. Diese Systeme und der ggf. an Bord befindliche Reformer benötigen zusätzlich Leistung, die von der Brennstoffzelle aufgebracht werden muss. Der Wirkungsgrad reduziert sich dann auf Werte von ca. 35 bis 55 % (die Angaben in Tabelle 3.7 ohne Reformer).

Um das Gewicht und das Bauvolumen in der Entwicklung weiter zu reduzieren, hat man das Ziel, die Befeuchtung allein durch das abgeschiedene Wasser zu gewährleisten, was den Wassertank (siehe Abb. 3.29 und 3.30) entbehrlich macht.

Die Größe und das Gewicht für eine PEM-Brennstoffzelle (ohne Reformer bzw. Wasserstofftank) werden mit ca. 1/3 der Werte des Lithium/Ionen-Akkus angegeben, wobei die Entwicklung noch nicht abgeschlossen ist.

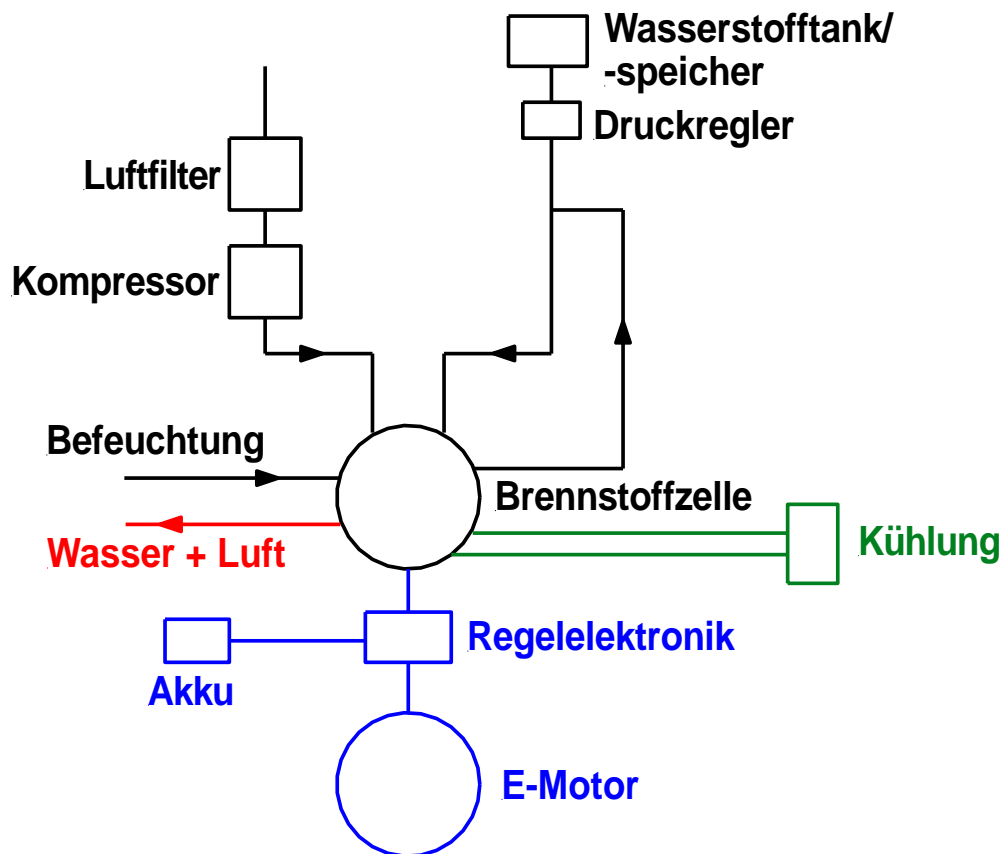


Abb. 3.29: Prinzip des PEM-Brennstoffzellen-Antriebes mit Wasserstoff

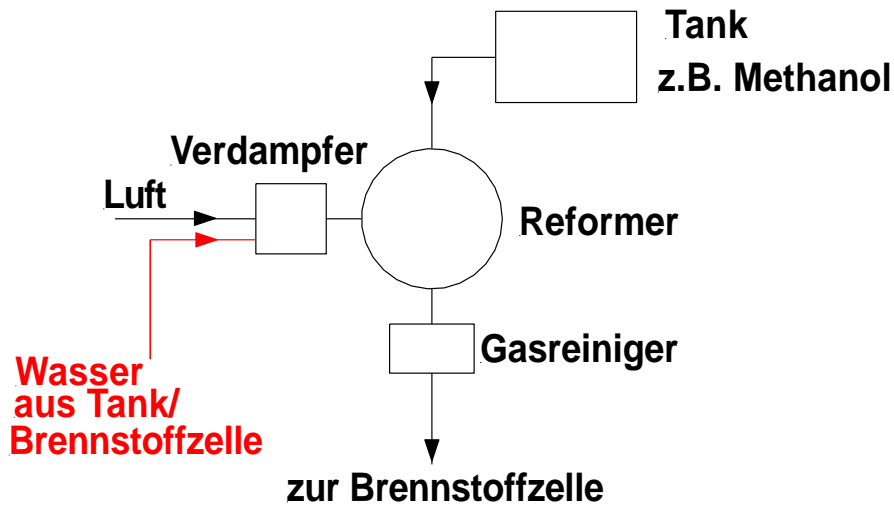


Abb. 3.30: Prinzip eines Reformersystems statt Wasserstofftank (vergl. Abb. 3.29)

Die Hochtemperatur-Brennstoffzelle mit Phosphorsäure satt Wasser im Elektrolyten (PA-Brennstoffzelle) wird seit ca. 2007 verstärkt für den Einsatz im Kraftfahrzeug entwickelt. Sie baut kleiner als die PEM-Brennstoffzelle, da die Kühlung und das Befeuchtungssystem nicht erforderlich sind. Das Problem des Auswaschens der Säure durch das ausscheidende Wasser wird durch eine auf die Elektroden aufgetragene Paste gelöst.

Ein instationärer Betrieb der Brennstoffzelle sollte vermieden werden, er senkt ihre Lebensdauer. Hier kann die Dynamik – ähnlich wie bei den Akkumulatoren – für den Fahrzeugbetrieb nicht ausreichen. Es können dann zusätzliche Puffer wie z.B. die oben erwähnten Kondensatoren helfen.

Für die Kosten werden Faktoren von 5 – 10 gegenüber den konventionellen Antrieben genannt.

Die Serieneinführung hängt neben dem Fortschritt in der Entwicklung der Brennstoffzelle auch in hohem Maße von der Verfügbarkeit ausreichender Wasserstoffmengen (vergl. Kapitel 3.6.3) ab. Ist dies der Fall, vor allem bei einer Wasserstoffgewinnung mit regenerativen Energien, hat die Brennstoffzelle die Konkurrenz der Akkumulatoren wenig zu fürchten. Dabei spielt auch eine Rolle, dass die Betankungszeiten denen der konventionellen Antriebe entsprechen. Das gilt für Wasserstoffgas- und Flüssigwasserstofftanks. Beide sind aber v.a. sehr raumintensiv, ähnlich wie die Akkumulatoren.

An dieser Stelle sei noch auf den Redox-Flow Akkumulator hingewiesen, den man als Mittelding aus einer Brennstoffzelle und einem Akkumulator bezeichnen kann.

Die Energie wird hier mittels zweier flüssiger, salzhaltiger Elektrolyten in Tanks gespeichert (Abb. 3.31). Die Elektrolyten werden von dort in die Zelle gepumpt und reagieren an der katalytisch beschichteten Membran analog wie in einer oben beschriebenen Brennstoffzelle. Es erfolgt der Ionenaustausch (Redox: Reduktion = Ionenaufnahme und Oxidation = Ionenabgabe). Die Membran trennt die beiden Teile der Reaktionszelle. Nach dem Verbrauch der Elektrolyten werden diese abgepumpt und durch Zuführen frischer ersetzt. Das bedeutet, dass der Ladevorgang erheblich schneller abläuft als bei den anderen Akkumulatorarten.

Die beim heutigen Entwicklungsstand erreichbare Energiedichte entspricht etwa der der NiMH-Akkumulatoren. Das bedeutet, dass das Redox-Flow-System bezüglich der möglichen Reichweiten für militärische Kettenfahrzeuge noch nicht interessant ist.

Die Sicherheit dieses Systems ist groß. Bei einem Kurzschluss werden nur Temperaturen von ca. 80°C erreicht.

Der Wirkungsgrad des Akkus wird mit > 80% angegeben, wobei allerdings das Pumpsystem diesen auf ca. 75% absenkt. Auch damit liegt er aber noch über dem der Brennstoffzelle.

Die Lebensdauer kann als erheblich größer als der der anderen Akkumulatorarten angenommen werden.

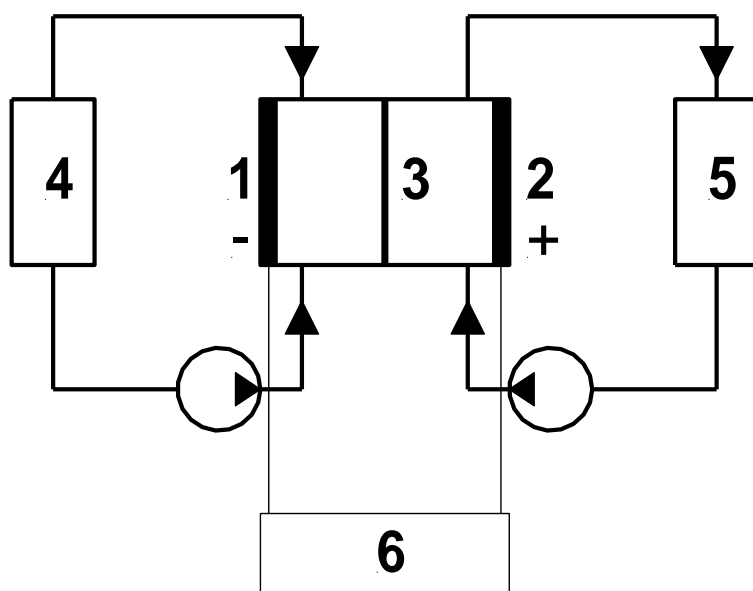


Abb. 3.31: Prinzip des Redox-Flow-Akkumulators (1, 2: Elektroden, 3: Membran, 4, 5: Elektrolyt-Tank, 6: Last)

3.8 Hybridantriebe

Für den Hybridantrieb gibt es unterschiedliche Definitionen. Die umfassendste spricht von einer Kombination von mindestens zwei Antrieben für ein Kraftfahrzeug.

Hybridantriebe können demnach aus einer Verbrennungskraftmaschine mit elektrischem Antrieb bestehen, aber auch die Kombination zweier Arten von Verbrennungskraftmaschinen sein.

Hybridtriebwerke bieten zumindest teilweise die Möglichkeit, die Vorzüge der integrierten Antriebsmaschine bedarfsgerecht einzusetzen. Dies kann z.B. verbrauchsbezogen und/oder den taktischen Anforderungen entsprechend erfolgen. Für die letztere Forderung übernimmt ein Antrieb die Grundlast und der zweite Antrieb, ggf. auch in Verbindung mit dem ersten, die Spitzenlast, die entsprechend Abb. 3.18 nur in etwa 10 % des Einsatzes benötigt wird.

3.8.1 Kombination Verbrennungsmotor - Gasturbine

Dieses Kombinationstriebwerk ist ein Hybridantrieb als Kombination zweier Verbrennungskraftmaschinen, nämlich Verbrennungsmotor, i.d.R. ein wirtschaftlicher Dieselmotor, mit einer Gasturbine.

Verwirklicht wurde bisher dieser Antrieb nur im schwedischen StrV 103 B (1966 eingeführt, 1994 durch KPz Leopard 2 ersetzt), allerdings ohne durchgreifenden Erfolg.

Dieser Antriebsanlage liegt die Überlegung zu Grunde, dass 80 % bis 90 % der Einsatzzeit nur im Teillastbereich gefahren wird, und während der restlichen Zeit Spitzenwerte erforderlich sind. Bei älteren Studien wurde für den niedrigen Lastbereich ein Leistungsmittelwert von 11 kW/t veranschlagt, der mittlerweile auf 18 kW/t angestiegen ist. Der Dieselmotor muss auf diese Grundlast ausgelegt werden und die Gasturbine für die nur relativ kurzzeitig notwendigen Spitzenlasten. Diese kann dann auch eine einfachere Ausführung der Gasturbine ohne Wärmetauscher sein. Der höhere Kraftstoffverbrauch kann in diesem Fall in Kauf genommen werden.

Grundsätzlich nachteilig ist gegenüber den oben erläuterten konventionellen Antrieben der höhere Getriebeaufwand. Weiterhin werden durch den intermittierenden Betrieb zwischen Diesel- und Gasturbinenantrieb hohe Anforderungen an das Steuerungs- und Regelungssystem gestellt. Außerdem führen die damit verbundenen Abgastemperaturschwankungen bei der Gasturbine zu einer erhöhten Korrosionsgefahr. Hinzu kommen die noch höheren Beschaffungskosten.

3.8.2 Kombination Verbrennungsmotor – Elektrischer Antrieb

Dieser Hybridantrieb rückt als Antrieb für einen PKW seit Ende der 1980er Jahre und verstärkt seit der Jahrtausendwende als kurz- bis mittelfristige Lösung ins Interesse, vor dem Hintergrund einer besseren Ressourcenschonung und eines günstigeren Emissionsverhaltens. Er hat aber auch Vorteile bezüglich des steigenden Bedarfs an elektrischer Energie in Gefechtsfahrzeugen, z.B. durch die elektrisch angetriebene Waffenachführanlage.

Im militärischen Bereich kennt man diese Antriebsart seit dem 1. Weltkrieg bei Artillerieschleppern (Radfahrzeuge) aber auch im französischen Panzerwagen St. Chamond M 16 von 1917. Auf deutscher Seite wurde der Hybridantrieb während des 2. Weltkrieges von Porsche bei der Entwicklung der Pz.Kpfw. Tiger und Maus ausgewählt. Zum Einsatz kam der Antrieb dann im Jagdpanzer Elefant (früher: Ferdinand; 91 Fahrzeuge). Die Einsätze waren geprägt von technischen Problemen, die u.a. auf die damals verfügbare Technologie zurückzuführen waren.

Der Hybridantrieb hat gegenüber dem „Elektrischen Antrieb“ (siehe Kapitel 3.7), mit Speisung des Elektromotors aus Akkumulatoren, den Vorteil, dass die erforderliche elektrische Energie aus dem Verbrennungsmotor über einen Generator erzeugt wird. Er kann aber auch mit Akkumulatoren betrieben werden. Das bedeutet, die Energie für den Hybridantrieb steht mit den kurzen Tankzeiten des konventionellen Kraftstoffes zur Verfügung, und sie weist gegenüber einem Batteriewechselsystem geringeren Raum- und ggf. Transportraumbedarf auf. Das hohe Gewicht und der Raumbedarf der Akkumulatoren des „rein“ elektrischen Antriebs stehen beim Hybridantrieb ganz oder zumindest zum größten Teil für den Generator, den Verbrennungsmotor und Tank zur Verfügung.

Der Dieselmotor hat auf Grund seiner Wirtschaftlichkeit auch hier gegenüber dem Ottomotor als Antrieb entsprechende Vorteile.

Man unterscheidet folgende Ausbaustufen (die angegebenen Spannungen stammen aus dem PKW-Betrieb; sie sind bei gepanzerten Gefechtsfahrzeugen entsprechend höher (vergl. Kapitel 3.7.1.7)):

- Micro-Hybrid: Betriebsspannung: 14 – 42 V, entkoppelte Nebenaggregate, Start-Stopp-Funktion, Rekuperation begrenzt realisierbar;
- Mild-Hybrid: Betriebsspannung: \leq 42 – 500V, entkoppelte Nebenaggregate, Start-Stopp-Funktion, Rekuperation begrenzt realisierbar, Boosterfunktion eingeschränkt möglich;

Voll-Hybrid: Betriebsspannung: 100 – 800 V, entkoppelte Nebenaggregate, Start-Stopp-Funktion, Rekuperation möglich, Boosterfunktion, rein elektrisches Fahren möglich.

Der Micro-Hybrid ist kein eigentlicher Hybridantrieb, er unterstützt den konventionellen Fahrzeugantrieb. Für diese Aufgaben wird die Lichtmaschine entsprechend ausgelegt und durch ein Steuergerät ergänzt.

Die Start-Stopp-Vorrichtung kann in Gefechtsfahrzeugen nur dann sinnvoll sein, wenn ihre Bedienung sich lediglich auf das Brems- und Fahrpedal beschränkt und sie schnell genug reagiert. Die Anlagen schalten den Motor nach kurzen Stillstandzeiten, auch von der Besatzung ungewollt ab, was in Gefechtssituationen gefährlich sein kann. Die Systeme müssen ausfallsicher sein. Besonders der Starter und der zugehörige Akkumulator müssen entsprechend ausgelegt sein. Die Start-Stopp-Funktion erscheint aus der augenblicklichen Sicht (ohne Erprobung) in einem Gefechtsfahrzeug entbehrlich. Über die Rekuperation wurde schon in Kapitel 3.7.1 berichtet. Sie ist für Gefechtsfahrzeuge auf Grund ihres Einsatzprofils weniger relevant.

Die elektrische Boosterfunktion ist interessant, erfordert aber gegebenenfalls die Ausrüstung des Hybridantriebs mit Akkumulatoren oder Kondensatoren (vergl. Kapitel 3.7.2). Die können kurzzeitig hohe Leistungen zur Verfügung stellen, was bei Akkumulatoren wegen des Innenwiderstandes nur begrenzt möglich ist bzw. eine entsprechende Kühlung erfordert.

Das rein elektrische Fahren ist für die sogenannte Schleichfahrt von Vorteil. Auch dazu muss der Hybridantrieb mit Akkumulatoren ausgerüstet sein. Das bedeutet ein Mehraufwand bezüglich Gewicht und Volumen (vergl. Tabelle 3.5). Für die zusätzliche Masse kann man für ein Kettenfahrzeug mit einer Gesamtmasse von 30 t für eine Strecke von 5 km in leichtem Gelände heute ca. 350 bis 500 kg, in mittlerem Gelände ca. 500 bis 700 kg veranschlagen. Mit den zukünftigen Lithium/Ionen-Akkus mit der angestrebten Leistungsdichte von 1000 Wh/kg werden es nur noch 40 bis 50 kg (ohne Klimatisierungssystem) werden. Für ein Fahrzeug der 60 t-Klasse benötigt man die doppelten Massen.

Das Ziel einer regenerativen Lenkung ist im Augenblick - wie in Kapitel 3.7.1.7 dargelegt - für Gefechtsfahrzeuge mit Kettenantrieb noch nicht erreicht (vergl. auch Kapitel 4.5).

Für die Gefechtsfahrzeuge spricht besonders der Vollhybrid-Antrieb mit seinen Möglichkeiten. Das auch vor dem Hintergrund, dass für den Hybridantrieb die Tatsache

spricht, dass auf Grund seiner Charakteristik bei einem Kettenfahrzeug auf ein Wechsel- und Lenkgetriebe verzichtet werden kann (vergl. Kapitel 4).

Den Vollhybrid-Antrieb gibt es als folgende Arten:

- Parallelhybrid (Abb. 3.32) auch als Mildhybrid,
- serieller Hybrid (Abb. 3.33),
- leistungsverzweigter Hybrid (Abb. 3.34).

Für die Mildhybridversionen bietet sich der kompakte Kurbelwellen-Starter-Generator bei kleineren, erforderlichen Leistungen an (Ziffer 5 in Abb. 3.32, c)).

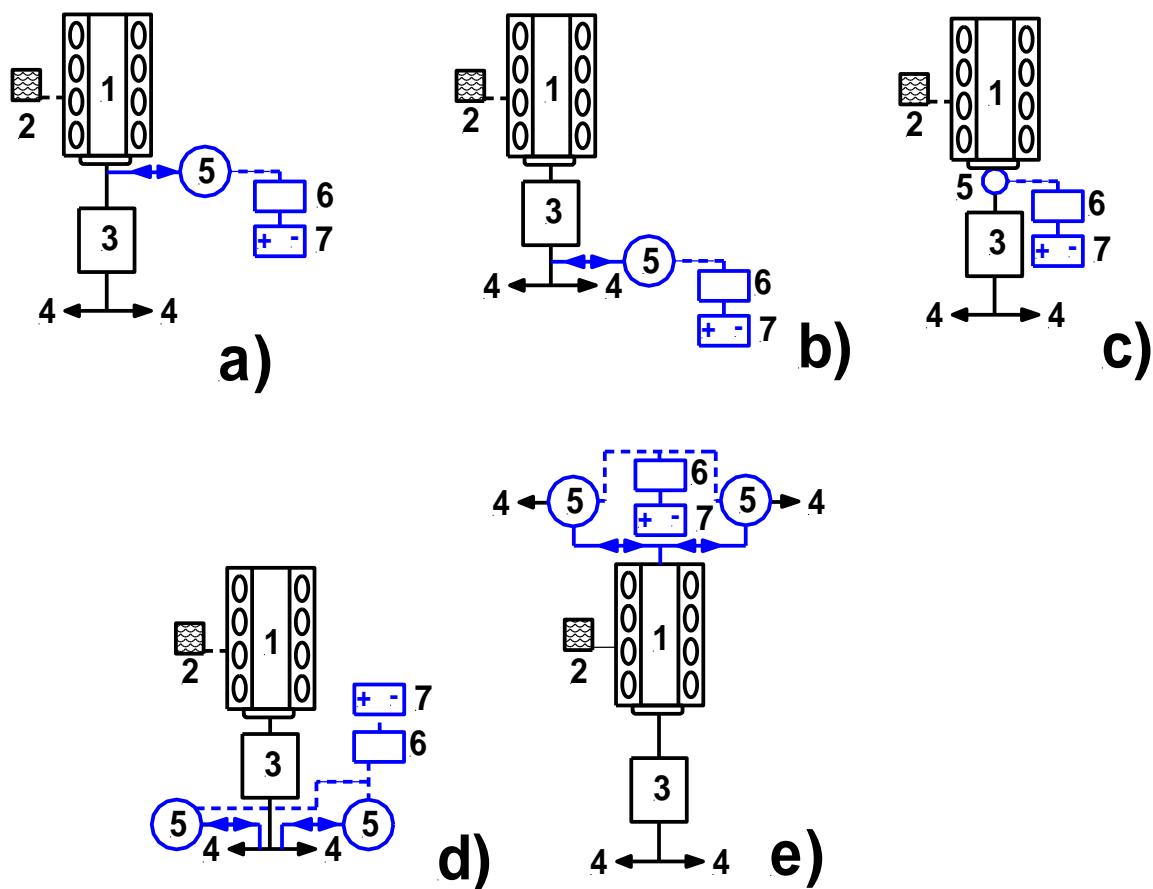


Abb. 3.32: Parallelhybrid, Varianten (1: Verbrennungsmotor; 2: Kraftstoffbehälter; 3: Schalt-, Lenkgetriebe; 4: zum Kettentrieb, mechanisch; 5: E-Motor/Generator; 6: Leistungselektronik, 7: Akkumulatoren)

Es gibt ca. 50 verschiedene Kombinationen bzw. Varianten des Hybridantriebs, die für den Einsatz in Radfahrzeugen zweckmäßig sind.

Die Eigenschaften der verwendeten elektrischen Maschinen und Akkumulatoren sind in Kapitel 3.7 beschrieben.

Der *Parallelhybrid* besteht prinzipiell aus zwei Antrieben, einem Verbrennungsmotor und einem Elektromotor, die unabhängig voneinander oder gemeinsam zum Antrieb des Fahrzeugs genutzt werden können. Wegen der gemeinsamen Nutzung können beide Motoren kleiner ausgelegt werden. Wird der Elektromotor nicht zum Antrieb genutzt, kann er im Generatorbetrieb die Akkumulatoren aufladen.

Die elektrische Maschine kann direkt oder über ein Zwischengetriebe an den Verbrennungsmotor gekoppelt werden (Abb. 3.32, a)). Eine weitere Möglichkeit ist ihr Einbau nach dem Getriebe des konventionellen Antriebs (Abb. 3.32, b)), was den Wirkungsgrad des Getriebes η_T weniger belastet. Die elektrische Maschine fungiert in der Rekuperationsphase dann als Generator.

Der Einsatz eines Parallelhybrids in Kettenfahrzeugen als Vollhybrid würde zusätzlich zu dem konventionellen Antrieb mit Verbrennungsmotor und Schalt- und Lenkgetriebe zwei Elektromotoren für beide Ketten erfordern (Abb. 3.32, d)). Damit würden das Gewicht und das Bauvolumen des Antriebs soweit erhöht, dass es in einem Gefechtsfahrzeug nur noch schwer bis gar nicht integrierbar wäre. Eine noch umfangreichere Variante wäre ein Vier-Ecken-Antrieb, wobei der konventionelle und der elektrische Antrieb jeweils an zwei „Ecken“ installiert sind (Abb. 3.32, e)).

Der Parallelhybrid kommt wegen des großen Raumbedarfs und Gewichtes nur als Mildhybrid in Frage, in dem die elektrische Maschine in Form der oben erwähnten Starter/Generator-Einheit installiert wird (Abb. 3.32, c)). Damit ließe sich auch die Booster-Funktion mit entsprechender Akku-Ausstattung darstellen.

In den Fällen Abb. 3.32 d) und e) sollte das regenerative Lenken mit dem elektrischen Antrieb grundsätzlich möglich sein (vergl. Kapitel 2.3.4.3, 3.7.1.7 und 4.2.3).

Wird das Fahrzeug nur elektrisch angetrieben, was es in den Fällen Abb. 3.32 a), b), d) und e) möglich ist, kann der Verbrennungsmotor inzwischen in seinem verbrauchs- und emissionsoptimalen Betriebspunkt betrieben werden. Das erhöht den Gesamtwirkungsgrad des Antriebs, solange wie nicht die Fahrsituation eine höhere Leistung abverlangt, oder es muss dann genügend Leistung von den Akkumulatoren zur Verfügung stehen.

Mit Hilfe der Akkumulatoren ist die Schleichfahrt möglich (vergl. oben).

Beim *seriellen Hybridantrieb* sind der Verbrennungsmotor und der elektrische Antrieb hintereinander geschaltet und das Fahrzeug wird nur von letzterem angetrieben (Abb. 3.33).

Er war in den oben angeführten Beispielen der frühen Anwendung von elektrischen Antrieben in militärischen Fahrzeugen im 1. und 2. Weltkrieg realisiert.

Der Verbrennungsmotor treibt den Generator an, der die Akkumulatoren lädt, mit de-

nen dann über die beiden Elektromotoren links und rechts das Fahrzeug fahren kann. Der Generator kann die Elektromotoren dazu auch direkt versorgen. Der Verbrennungsmotor kann in seinem verbrauchs- und emissionsoptimalen Betriebspunkt betrieben werden, was den Wirkungsgrad verbessert, der durch die mehrfache Energieumwandlung leidet. Seine Leistung muss dazu entweder auf die maximal erforderliche Leistung des Fahrzeugs ausgelegt werden, oder es muss dann genügend Leistung von den Akkumulatoren zur Verfügung stehen. Wird der Verbrennungsmotor nur zum Laden der Akkumulatoren genutzt, spricht man vom sogenannten „range extender“. Hierfür werden wegen ihrer Größe der Wankelmotor und der Zweitaktmotor v.a. bei kleineren Fahrzeugen wieder interessant.

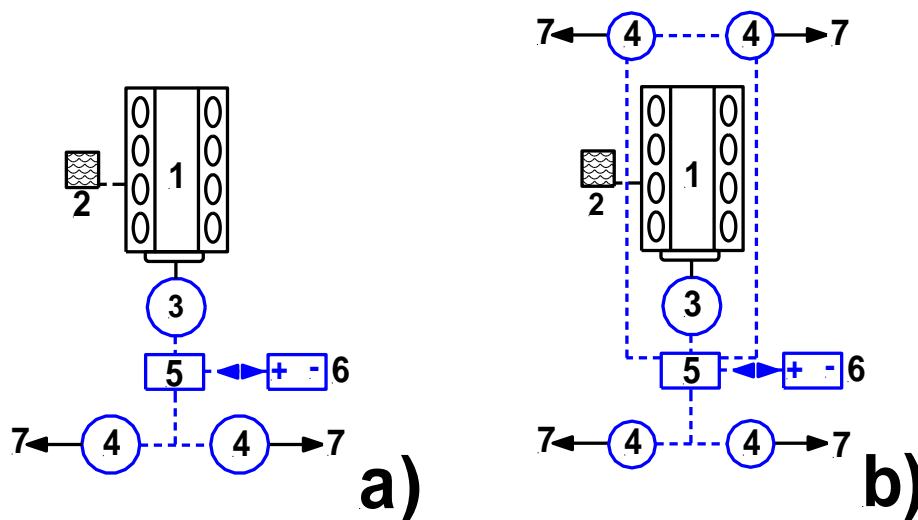


Abb. 3.33: Serieller Hybridantrieb, Varianten (1: Verbrennungsmotor; 2: Kraftstoffbehälter; 3: Generator; 4: Elektromotor; 5: Leistungselektronik; 6: Akkumulatoren; 7: zum Kettentrieb, mechanisch)

Die Akkumulatoren können zur Schleichfahrt genutzt werden (vergl. oben).

Gegenüber dem parallelen Hybridantrieb hat diese Anordnung den Vorteil, dass sie ohne mechanische Verbindung zum Abtrieb auskommt. Das bedeutet einen gewissen Raumvorteil.

Das Gewicht ist höher, da der Generator als zusätzliches Bauteil hinzukommt. Allerdings ist der ggf. erforderliche Getriebeanteil (vergl. Ziffer 3 in Abb. 3.32) beim seriellen Antrieb geringer.

Das regenerative Lenken mit dem elektrischen Antrieb sollte grundsätzlich möglich sein (vergl. Kapitel 2.3.4.3, 3.7.1.7 und 4.2.3).

In Abb. 3.33 ist mit der Ausführung b) der sogenannte Vierecken-Antrieb dargestellt (vergl. Kapitel 3.7.1). Hier sind die Motoren (Ziffer 4) kleiner als beim Zweiecken-Antrieb (Abb. 3.33, a)), da sie nur die halbe Leistung erbringen müssen.

Der *leistungsverzweigte Hybridantrieb* ist eine Kombination aus dem seriellen und parallelen Hybridantrieb. Man findet ihn in der Literatur auch als Mischhybrid. Er vereinigt damit die Vorteile beider Hybridantriebe verbunden mit einem Anstieg der Komplexität und des Regelungsaufwandes. Er weist neben dem Verbrennungsmotor, dem Generator und dem Elektromotor ein Summierungsgetriebe (Planeten-) auf, in dem die Leistungszweige mit einander kombiniert werden. Dazu können Kupplungen, Freiläufe und Bremsen kommen.

Es lassen sich, wie oben angegeben, eine Vielzahl von Kombinationen verwirklichen, mit denen man abhängig von der Auslegungsphilosophie des Fahrzeugs sich den Betriebssituationen anpassen kann.

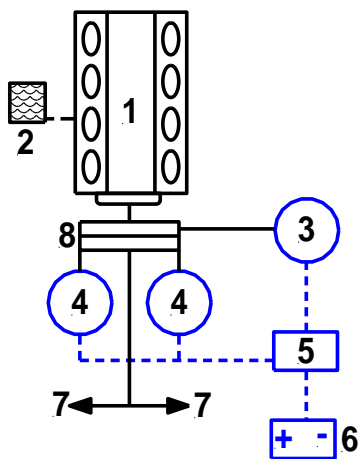


Abb. 3.34:

Leistungsverzweigter Hybridantrieb, einfache Variante

(1: Verbrennungsmotor; 2: Kraftstoffbehälter; 3: Generator; 4: Elektromotor; 5: Leistungselektronik; 6: Akkumulatoren; 7: zum Kettentrieb, mechanisch; 8: Summierungsgetriebe)

So kann der Verbrennungsmotor im verbrauchs- und emissionsoptimalen Bereich betrieben und die weitere Leistung elektrisch erzeugt werden. Der elektrische Antrieb fungiert wie beim seriellen Hybrid für den Verbrennungsmotor wie ein stufenloses Getriebe. Es kann ein Teil der Leistung des Verbrennungsmotors für den Antrieb und der andere Teil zum Antrieb des Generators zum Laden der Akkumulatoren oder zum direkten Antrieb des Elektromotors genutzt werden. Der elektrische Antrieb kann mit Hilfe der Akkus zur Schleichfahrt dienen oder ggf. zur Rekuperation (vergl. oben). Der Verbrennungsmotor und der elektrische Antrieb können also gemeinsam oder getrennt für den Vortrieb des Fahrzeugs sorgen. Die elektrischen Maschinen werden für all diese Aufgaben nicht mehr als Generator bzw. Motor sondern mit Generator- und Motorfunktion ausgelegt. Es gibt auch leistungsverzweigte Hybride mit mehr als zwei

elektrischen Maschinen, die jeweils kleiner bauen. Es ergeben sich weitere Möglichkeiten der Auslegungsvarianten (Einsatzmöglichkeiten), aber die Komplexität nimmt auch weiter zu. Damit ist z.B. sichergestellt, dass die Akkumulatoren immer aufgeladen werden können.

Die Vorstufe zu den leistungsverzweigten Hybriden stellt der *kombinierte Hybridantrieb* dar. Meistens wird er aber in den leistungsverzweigten Hybridantrieben subsummiert. Bei ihm wird beim seriellen Hybridantrieb eine Kupplung zwischen Generator und Elektromotor installiert, so dass diese Kombination auch als Parallelhybrid arbeiten kann. Das bedeutet allerdings, dass gegenüber der Abb. 3.33 a) nur ein Elektromotor mit einem nachgeschalteten Lenkgetriebe verwendet wird. Der Bauaufwand ist also dem der parallelen Hybride vergleichbar.

Der leistungsverzweigte Hybridantrieb erlaubt - genau wie die beiden anderen Hybridantriebe - mit Hilfe der Akkumulatoren - die Schleichfahrt (vergl. oben).

Bei den Hybridantrieben ist statt der Akkumulatoren eine Brennstoffzelle denkbar. Damit wird auf die Möglichkeit der Rekuperation verzichtet. Zumindest bei der Raumausnutzung ergibt sich kein Vorteil, und die Betankung kommt gegenüber den Akkumulatoren hinzu, die ja von den Motoren aufgeladen werden. Allerdings kann bei letzteren eine sogenannte „plug in“-Möglichkeit zur Aufladung der Akkus am Netz ein Vorteil sein.

Die Wirtschaftlichkeit der Hybridantriebe kann, abhängig von der Art und Kombination, besser sein als die eines konventionellen Antriebs. Dies gilt nicht für den seriellen Hybridantrieb. Die mehrfachen Energieumwandlungen senken den Wirkungsgrad einer solchen Anlage auf das Niveau eines konventionellen Antriebes im Teillastbereich, dessen Werte im optimalen Betriebsbereich des Verbrennungsmotors bei weitem nicht erreicht werden. Für die verschiedenen Kombinationen muss für die Berechnung auf die Wirkungsgradwerte der elektrischen Maschinen (Kapitel 3.7.1), der Akkumulatoren bzw. Brennstoffzellen (Kapitel 3.7.2.1 und 3.7.2.2), sowie der Leistungselektronik (Kapitel 3.7.1.2) und des konventionellen Antriebs zurückgegriffen werden. Dabei ist möglichst anzustreben, dass der Verbrennungsmotor stets in seinem verbrauchs- und emissionsoptimalen Bereich betrieben wird.

Bezüglich des Raumbedarfs und des Gewichtes gegenüber dem konventionellen Antrieb haben mehrere Untersuchungen seit Beginn der 1990er Jahre, letztmals bei der Projektierung des SPz PUMA, ergeben, dass der Hybridantrieb um bis zu ca. 39 % schwerer ist und um bis zu ca. 60 % mehr Bauraum beansprucht. Dabei sind auch Gut-

achten, die zu erheblich günstigeren Urteilen kommen. Aber alle beurteilen den Hybridantrieb als größer und schwerer. In die Gewichts- und Volumenbilanz geht die Leistungselektronik mit ihrem Kühlsystem und der Verkabelung mit nicht unerheblichen Werten ein. Für einen Kampfpanzer werden Werte von ca. 350 bis 500 kg bzw. 300 bis 500 dm³ veranschlagt (vergl. oben; Ziel aus heutiger Sicht sind, z.B. mehr als 80 bis 100 kVA/dm³ ohne Kühlsystem zu erreichen).

Die Angaben für die Mehrkosten für den Hybridantrieb belaufen sich auf ca. bis zu 60 % gegenüber dem konventionellen Antrieb.

Die Weiterentwicklung des Hybridantriebes wird kleinere, leichtere und auch preiswertere Einheiten erbringen, wobei die Werte des konventionellen Antriebs wohl nicht erreicht werden. Auch die des elektrischen Antriebes sind und werden auch zukünftig günstiger sein. Der Hybridantrieb zeigt gegenüber dem konventionellen Antrieb bezüglich der fahrdynamischen Fakten und Möglichkeiten unbestreitbare Vorteile. Die hochentwickelten Dieselmotoren (vergl. Kapitel 3.3.1.2) verlangen aus heutiger Sicht zunehmend nach stufenlosen Kennungswandlern, was der Hybridantrieb aus Dieselmotor und Elektroantrieb erfüllen kann.

Über die Verfügbarkeit, Zuverlässigkeit, Betriebssicherheit und Kosten während der Nutzungsdauer im militärischen Einsatz liegen derzeit keine fundierten Erkenntnisse vor. Es existieren wohl positive Studien. Bei den elektronischen Baugruppen kann man sich nur bedingt auf die Erfahrungen aus dem zivilen PKW-Bereich abstützen. Auch die wenigen PKW-Hybridfahrzeuge lassen noch keine Schlüsse zu. Hier stehen noch entsprechende Erprobungen aus.

3.8.3 Kombination Gasturbine – Elektrischer Antrieb

Bei diesem Antrieb wird statt des Verbrennungsmotors eine Gasturbine verwendet, so dass die im Kapitel 3.8.2 getätigten Aussagen grundsätzlich auch hier gelten. Das ist insoweit einzuschränken, als dass die Gasturbine bei diesen Antrieben grundsätzlich in ihrem verbrauchsoptimalen Bereich betrieben werden muss, da ihr Verbrauch im Teillastbereich zu hoch ist (vergl. Kapitel 3.5).

Damit kann der Kraftstoffbehälter in der Größenordnung eines Dieselmotors bei etwas geringerem Wirkungsgrad belassen werden. Wegen ihres Gewichts- und Bauvolumenvorteil bietet sich so die Gasturbine bei besserem Kaltstartverhalten an. Der größere Luftfilter bleibt aber erforderlich.

Die Gasturbine bietet mit ihren hohen Drehzahlen als Antrieb für einen Generator einen gewissen Vorteil gegenüber dem Dieselmotor, da die Leistungsdichte der elektrischen Maschinen mit der Drehzahl zunimmt.

Für den Einsatz in einem solchen Kombinationstriebwerk mit einer im Bestpunkt betriebenen Gasturbine kann die preisgünstigere Einwellenbauweise verwendet werden.

3.9 Vetronics (= Vehicle Electronics)

Wie aus den Kapiteln 3.7 und 3.8 ersichtlich, ist für den Betrieb der elektrischen Antriebskomponenten eine Leistungselektronik erforderlich, die Funktionen des Stromrichters, der Steuerung/Regelung und des Akku-Managements umfasst.

Darüber hinaus sind im Fahrzeug weitere elektrisch/elektronische Baugruppen mit ihren Sensoren und Aktoren vorhanden. Dazu gehören z.B.

- das Feuerleitsystem
- die Motor- und Getriebesteuerung
- die Klimatisierung des Kampfraumes
- das Führungs- und Informationssystem
- und ggf. Fahrwerksregelungssysteme (vergl. Kapitel 5.5) usw.

mit entsprechenden Rechnerleistungen. Die elektrisch/elektronischen Systeme werden die konventionellen mechanisch/hydraulischen immer mehr ersetzen. Ziel ist das sogenannte drive-by-wire. Das bedeutet, dass die Steuerungsfunktionen nicht mehr mit den sperrigen und teilweise wenig umweltverträglichen mechanischen und hydraulischen Bauelementen ausgeführt werden müssen, sondern mit den flexibleren elektrischen Kabeln. Allerdings muss die Ausfallsicherheit der konventionellen Baugruppen erreicht werden, was vor allem bei sicherheitsrelevanten Funktionen bis zu dreifacher Redundanz führt. Des Weiteren sind die Störmöglichkeiten der Leitungen u.a. durch die Kontaktpaare, Spannungsabfall, Magnetfelder (elektromagnetische Verträglichkeit = EMV) usw. zu beachten.

Diese Systeme sind im Betrieb alle mehr oder weniger voneinander abhängig. Sie müssen deshalb in dem komplexen Fahrzeuggesamtsystem zu einem integrierten Elektroniksystem mit schnellen Verbindungen, dem Vetroniksystem (Vetronics), mit einander verknüpft werden.

Das geschieht mit Hilfe von Funk- und BUS-Systemen. Letztere sind aus dem zivilen Einsatzbereich bekannt, mit unterschiedlichen Datenraten. Die niedrigeren Datenraten benötigt man z.B. für die elektrischen Verbraucher, die hohen z.B. für die Feuerleit-

lage oder Erkennungssysteme mit Hilfe von Videosensorik. Dazu müssen die Fahrzeuge - gegenüber dem heutigen Stand der eingeführten Technik - digitalisiert werden.

Diese Elektroniksysteme benötigen Bauraum und verursachen zusätzliches Gewicht, was unter anderem auch auf die erforderliche Kühlung zurückzuführen ist (vergl. Kapitel 3.7). Dabei dürfen die zugehörigen elektrischen Leitungen, die durch die BUS-Systeme zwar reduziert werden, und Kühlschläuche nicht vergessen werden.

Die Systeme sollten einen modularen Aufbau aufweisen. Damit wird eine größere Flexibilität bezüglich Mehrfachverwendung auch in anderen Gefechtssystemen, Unterbringung, Instandsetzung und Kampfwertsteigerungen gewährleistet.

Die Diskussion, ob die Elektroniksysteme mit mehreren Rechnern (Steuergeräten) statt Zentralrechnern ausgerüstet werden sollen, unterstützt den Gedanken des modularen Aufbaus.

Der zunehmende Anteil elektrischer Verbraucher im Fahrzeug führt zu einem höheren elektrischen Energieverbrauch, der von der Bordversorgung des Fahrzeugs erbracht werden muss. Dabei ist man zunächst von der Überlegung mit zwei Bordnetzen mit entsprechendem Management ausgegangen. Es soll aus dem vorhandenen 24 VDC-Bordnetz, das man ggf. auf 28 VDC anheben muss, für die Standardverbraucher wie bisher und einem 96 bis 120 VDC-Netz für die Hochleistungsverbraucher bestehen. Inzwischen ist die Leistungsfähigkeit der herkömmlichen Spannungsversorgung 12 und 24 VDC so weit gesteigert worden, dass diese Überlegungen zumindest im zivilen Fahrzeugbau etwas in den Hintergrund getreten sind. Das wird auch dadurch unterstützt, dass man festgestellt hat, dass die Effizienz und die Kosten einiger mechanisch/hydraulischer Baugruppen günstiger sind.

Die Zunahme der elektrischen Verbraucher kommt der Entscheidung für einen Einsatz eines Elektro-/Hybridantriebes entgegen.

4 Triebstrang

4.1 Kennungswandler

Wie in Kapitel 3 aufgezeigt worden ist, muss man sich bezüglich der Zugkraftanforderungen bei der Wahl des Antriebes mit Hilfe der Fahrzustandsdiagramme an der sogenannten „idealen Zugkrafthyperbel“ orientieren. Sie stellt den Leistungsverlauf der idealisierten Forderung dar, dass die Antriebsmaschine die einmal eingestellte Leistung unabhängig von der äußeren Belastung konstant hält. Weiterhin wurde festgestellt, dass der Verbrennungsmotor diese Forderung annähernd nur im Bereich zwischen höchstem Drehmoment und maximaler Drehzahl in gewissem Grad erfüllen kann (vergl. Abb. 3.4). Das bedeutet, dass er der Ergänzung eines Kennungswandlers bedarf. Damit werden die *Kenngößen* Drehmoment und Drehzahl und aus beiden ermittelt, die Leistung den durch die Fahrwiderstände erforderlichen Größen angepasst, d.h. gewandelt. Auch die Gasturbine, die zwar eine bessere Annäherung an die „ideale Zugkrafthyperbel“, d.h. eine gute Eigenwandlungsfähigkeit besitzt, kann nicht als Direktantrieb auf die Kettentriebräder (bzw. Antriebsräder) verwendet werden (vergl. Abb. 3.4).

Man unterscheidet die Kennungswandler in

- Drehzahlwandler:

Sie passen die Drehzahlunterschiede zwischen An- und Abtrieb einander an, wobei das Ein- gleich dem Ausgangsdrehmoment ist. Diese Aufgabe übernehmen z.B. die mechanischen Reibungskupplungen.

- Drehmomentwandler:

Sie wandeln das Drehmoment auf höhere oder tiefere Werte mit dem Ziel der Annäherung an die „ideale Zugkrafthyperbel“. Als Beispiel können hier das mechanische Stufenschaltgetriebe (Wechselgetriebe), das Vorgelege oder der hydrodynamische Drehmomentwandler (umgangssprachlich: Wandler) genannt werden.

Die erforderlichen Kennungswandler sollen möglichst klein und leicht bauen, ein gutes Wirkungsgradverhalten zeigen, in den Herstellungskosten niedrig liegen und möglichst verschleißfrei laufen.

Darüber hinaus ist auch an die logistische Seite und an eine gute Wartungs- und Instandsetzungsfreundlichkeit zu denken. Weiterhin stellen sich (besonders bei einer

Wehrpflichtarmee) zur besseren Erfüllung des jeweiligen taktischen Auftrags und Erhöhung der Verkehrssicherheit die Forderungen nach einem geringen Bedienungs- und Ausbildungsaufwand.

4.1.1 Drehzahlwandler

4.1.1.1 (Mechanische) Reibungskupplung

Sie wird in Verbindung mit einem mechanischen Stufenschaltgetriebe und mechanisch stufenlosen Getrieben genutzt. Die Anpassung der Drehzahlen beim Anfahr- und Schaltvorgang erfolgt über eine Reibscheibe/n, die mit dem Getriebeeingang formschlüssig verbunden ist und beim Einkuppeln durch Federn letztendlich mit der Schwungscheibe des Motors eine kraftschlüssige Verbindung herstellt.

Das übertragbare Moment (Kupplungsmoment, vergl. [4])

$$M_{Ku} = F_N \cdot \mu \cdot r_m \cdot z_R \quad 4/1$$

wird durch die Anpresskraft F_N der Reibscheiben, die Anzahl der Reibpaarungen z_R , den mittleren, wirksamen Reibradius r_m und den Reibbeiwert μ bestimmt.

Der Reibbeiwert während des Einkuppelvorganges (Schleifen; das Kupplungsmoment ist ein Rutschmoment) ist ein Gleitbeiwert und liegt bei einer trockenen Kupplung bei 0,25 bis 0,45, bei einer nassen (ölgekühlten) Kupplung nur bei 0,07 bis 0,12. Der Haftbeiwert im eingekuppelten Zustand ist nur geringfügig größer. Das Kupplungsmoment wird ungefähr auf das 1,5-Fache des Motormomentes für Straßenfahrzeuge ausgelegt. Bei schweren Geländefahrzeugen rechnet man mit dem 2 bis 3-Fachen.

Die abzuführenden Wärmeverluste während der Dauer des Kupplungsvorganges lassen sich aus der Verlustleistung (vergl. [4])

$$V = M_{Ku} \cdot \pi \cdot \Delta n \quad 4/2$$

ermitteln.

Die Wärmeverluste werden neben dem für die Fahrsituation erforderlichen Moment besonders durch die Drehzahldifferenz Δn zwischen Kupplungsein- und Kupplungsausgang beeinflusst.

Bei höheren Drehmomenten werden Kupplungen in Zwei- und Mehrscheibenbauweise (Lamellenkupplungen) ausgeführt und ggf. auch ölgekühlt. Sie haben höhere Schwungmomente, was die Synchronisierung im Schaltgetriebe zusätzlich belastet.

Die größte Belastung für die Kupplung, das besonders bei schweren Fahrzeugen, stellt der Anfahrvorgang in der Steigung (bzw. im Gelände) dar. Sie muss die durch den Reibvorgang entstehenden Wärmeverluste (Gleichung 4/2) aufnehmen und vor allem nach außen ableiten, was durch die Einbauverhältnisse eingeschränkt wird. Das bedeutet, dass sie häufige Anfahrvorgänge weniger gut verkraftet.

Im Bereich der Nutzfahrzeuge können heute Motordrehmomente von 3000 Nm mit Reibungskupplungen beherrscht werden. Bei Kampfpanzern werden heute aber Werte von 5000 Nm erreicht und zukünftig auch mehr.

Bei Kampfpanzern wurden Reibungskupplungen für Motormomente bis etwa 2500 Nm eingesetzt. Für die neueren Fahrzeuge mit größeren Motormomenten (ca. > 3500 Nm) verzichtet man z.B. auf russischer Seite auf die Anfahrkupplung. Hier wird ihre Aufgabe von den Schaltelementen (Bremsen, Kupplungen) im Schaltgetriebe mit übernommen, indem beim Schaltvorgang alle Schaltelemente geöffnet werden. Die Fahrzeuge haben, um auch die Lenkung zu realisieren, pro Fahrzeugseite jeweils ein Getriebe (vergl. Kapitel 4.3.2.3).

Für eine Bedienungserleichterung beim Anfahren und Verringerung des Verschleißes lassen sich Fliehkraftkupplungen verwenden. Gleiches lässt sich heute durch eine elektronisch-elektrische Regelung und Bedienung der Reibungskupplung unter Einbeziehung der Regelung der Motorkennung erreichen.

Mit einer elektronisch-elektrischen Regelung könnte auch die Kupplung während des Schaltvorganges entlastet werden, indem diese Regelung auf die Motorkennung wirkt und bei Drehzahlgleichheit zwischen Antriebs- und Abtriebsseite im Getriebe die gewünschte Schalt(Fahr-)stufe einlegt. Heute befinden sich solche Systeme im Entwicklungs-/Versuchsstadium. Auf mechanischem Wege wurde dies in den 1970er Jahren in Nutzfahrzeugbereich in einer Kleinserie versucht.

4.1.1.2 Hydrodynamische Kupplung

Im Prinzip wird im Kupplungsgehäuse ein Flügelrad durch den Motor angetrieben und damit Öl transportiert, das seinerseits das Flügelrad am Getriebeeingang mitnimmt. Die Kraftübertragung ist auch hier kraftschlüssig.

Der Ein- bzw. Auskuppelvorgang wird durch Befüllen (mittels Pumpe) des Kupplungsgehäuses mit dem Hydrauliköl bzw. Entleeren durchgeführt. Der Kuppelvorgang ist bedienungsfreundlicher als mit der fußbetätigten Reibungskupplung. Für die Belas-

tungen durch die Anfahrvorgänge ist eine entsprechende Kühlung des Hydrauliköles vorzusehen.

Nachteilig ist bei dieser Bauart der ständige Schlupf zwischen Motor und Getriebe. Ein Anschleppen des Fahrzeugs ist nicht möglich, da bei Motorstillstand die Kupplung nicht befüllt ist, es sei denn, dass die Pumpe abtriebseitig angetrieben wird.

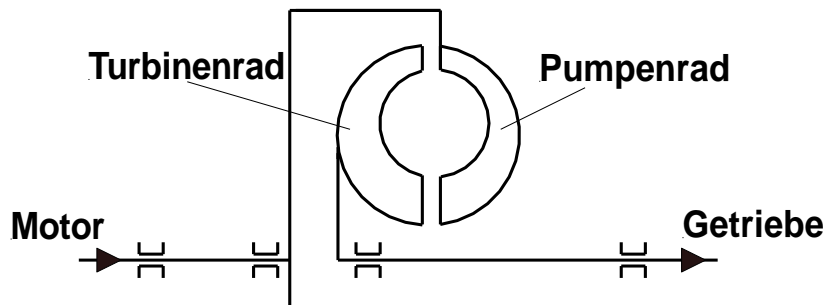


Abb. 4.1: Hydrodynamische Kupplung

Gegenüber der Reibungskupplung ist sie verschleiß- und bis auf die Ölwechsel wartungsfrei.

Der Raumbedarf ist allerdings größer.

Dieser Kupplungstyp wurde z.B. in den 1950er Jahren in Verbindung mit mechanischen Stufenschaltgetrieben in PKW verwendet.

Heute ist ihre Funktion im hydrodynamischen Drehmomentwandler (deshalb genauer: hydrodynamischer Drehzahl-Drehmomentwandler; umgangssprachlich: Wandler) integriert.

4.1.2 Drehmomentwandler

Die Drehmomentkennlinien der Verbrennungsmotoren und auch der Gasturbine haben - wie oben und in Kapitel 3 beschrieben (Abb. 3.4) - für die Anpassung an die „ideale Zugkrafthyperbel“ einen zu kleinen (Eigen-)Wandlungsbereich zwischen dem größten Drehmoment (Anfahren) und der höchsten Drehzahl. Es wird zusätzlich ein Drehmomentwandler benötigt. Dies wird für den Einsatz in einem Geländefahrzeug noch verschärft. Ein hochbewegliches Kettenfahrzeug mit einem Verbrennungsmotor benötigt im Drehmomentwandler einen Wandlungsbereich zwischen größter und kleinster Übersetzung von ca. 11 und mehr (demgegenüber ein Pkw ca. 3 bis 4).

Bei der Gasturbine kommt noch die Notwendigkeit eines Untersetzungsgetriebes hin-

zu. Die Arbeitsturbinen werden je nach Größe im Drehzahlbereich von ca. 6000 bis 100 000 min^{-1} gefahren. Diese Drehzahl muss zunächst einmal auf die bei Hubkolbenmaschinen üblichen Werte herabgesetzt werden. Bei der Panzerturbine LYCOMMING AGT 1500 wird die Turbinendrehzahl von 22 500 min^{-1} durch einen einfachen Planetensatz auf 3000 min^{-1} gemindert.

Neben der Anpassung an den Zugkraftbedarf zur Überwindung der Fahrwiderstände F_w und an die „ideale Zugkrafthyperbel“ erfolgt mit Hilfe des Motorkennfeldes (dem Verbrauchskennfeld, auch „Muscheldiagramm“, Abb. 4.2) die Abstimmung bezüglich eines günstigen Kraftstoffverbrauchs. Dazu werden in das Kennfeld die Bedarfskennlinien in den gewünschten Schaltstufen bei den verschiedenen Fahrwiderständen (z.B. in der Ebene) eingezeichnet.

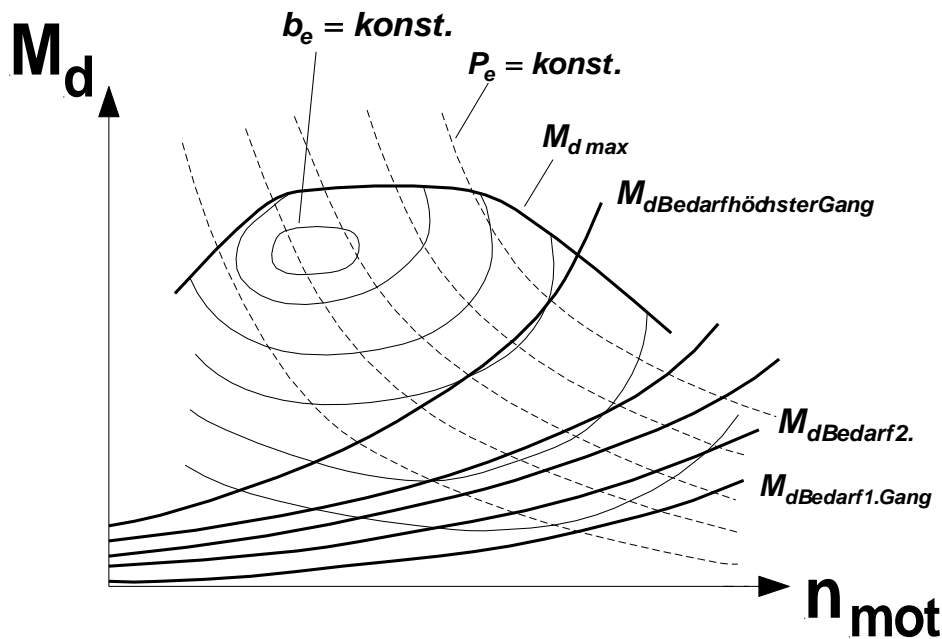


Abb. 4.2: Motorkennfeld mit Fahrkennlinien für ein Stufenschaltgetriebe (qualitativ; Linien konstanten spezifischen Verbrauchs $b_e = \text{konst.}$, Linien konstanter Motorleistung $P_e = \text{konst.}$)

Analog müssen die Drehmomentwandler weiterhin möglichst geringen Abgasemissionen mit Hilfe der Emissionskennfelder (Abb. 4.3, Beispiel für NO_x) angepasst und die Geräuschemissionen berücksichtigt werden.

In der untersten (ersten) Fahrstufe muss zum einen die niedrigste Fahrgeschwindigkeit gefahren und zum anderen die maximale Zugkraft (Antriebskraft) zur Verfügung gestellt werden.

Die niedrigste Fahrgeschwindigkeit muss „stuckerfrei“ gefahren werden können, aus militärischer Sicht sind $\leq 4 \text{ km/h}$ nötig. Das maximale Zugkraftangebot steht bei ma-

ximalem Motordrehmoment zur Verfügung. In dieser Fahrsituation ist gegebenenfalls die Kraftübertragung zwischen Kette und Fahrbahn zu überprüfen (Kettengriffigkeit μ_R ; vergl. Kapitel 2.1.1).

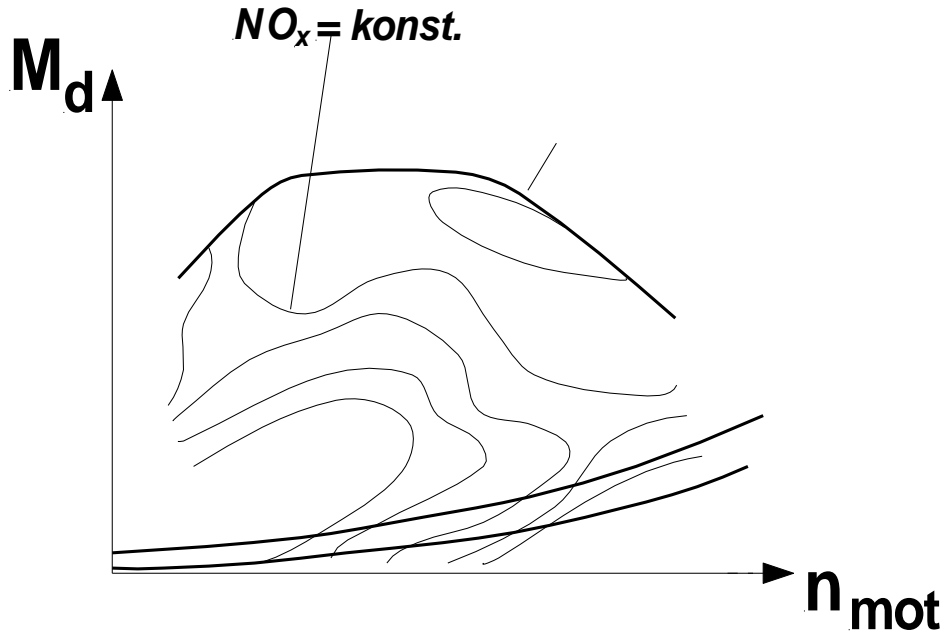


Abb. 4.3: Emissionskennfeld (Beispiel für NO_x) mit Fahrwiderstandsbedarf für ein Stufenschaltgetriebe (qualitativ)

4.1.2.1 Gestufte Drehmomentwandler

4.1.2.1.1 Handschaltgetriebe

4.1.2.1.1.1 Vorgelegegetriebe

Die Vorgelegegetriebe sind Stufenschaltgetriebe in Stirnradbauweise, die in der Regel mit einer Reibungskupplung kombiniert sind. Neben dem Anfahren und Anhalten wird die Kupplung zum Schaltstufenwechsel (Gangwechsel) benötigt. Das bedeutet, dass der Schaltvorgang mit einer Zugkraftunterbrechung verbunden ist. Der Gangwechsel wird im Getriebe mit mechanischen Elementen (Schaltmuffen) ausgeführt. Die Übertragung vom Betätigungsorgan kann mechanisch, elektrisch, pneumatisch oder hydraulisch erfolgen.

Die möglichst gute Annäherung an die „ideale Zugkrafthyperbel“ unter Ausnutzung

der Eigenwandlungsfähigkeit der Antriebsmaschine gelingt mit diesen Stufenschaltgetrieben nur in Sprüngen, d.h. in mehreren Übersetzungsstufen (Abb. 4.4).

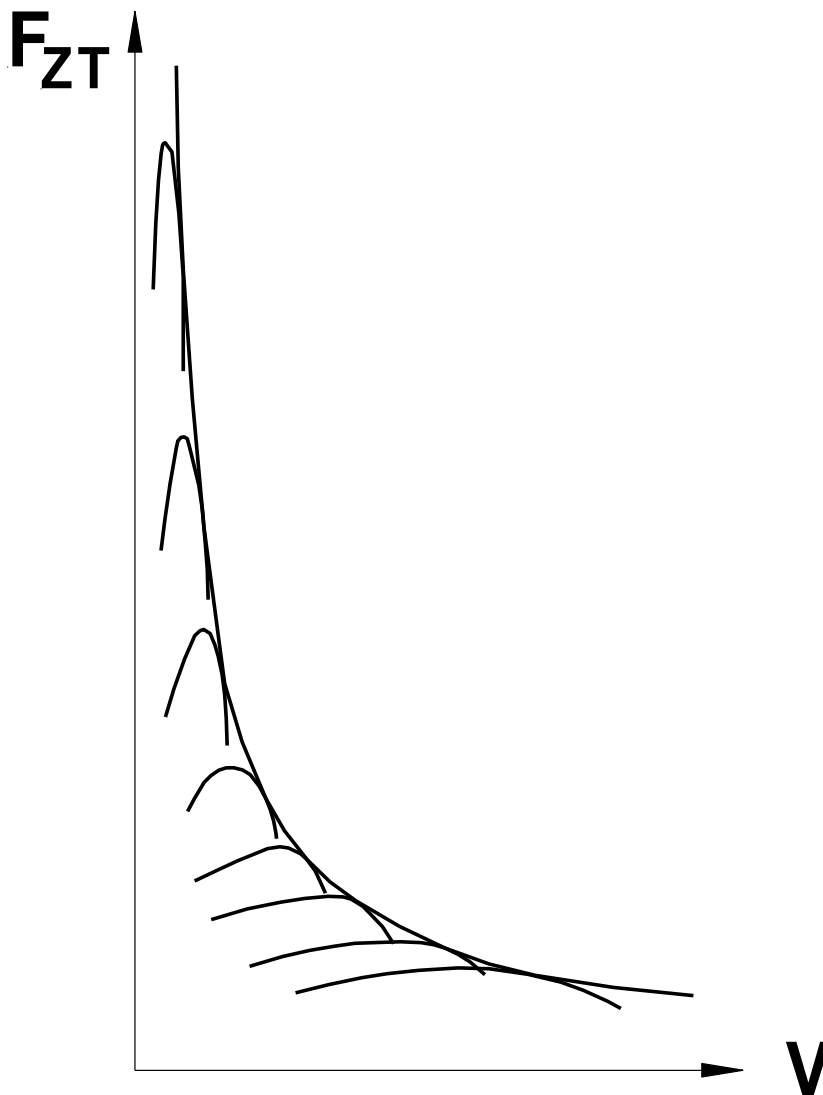


Abb. 4.4
Zugkraftdiagramm für
ein mechanisches Stufen-
schaltgetriebe

Ausnutzung der Eigenwandlungsfähigkeit bedeutet, dass der Stufensprung φ von Fahrstufe (Gang) zu Fahrstufe möglichst nicht größer als der Quotient aus maximaler und Drehzahl bei maximalem Motordrehmoment sein soll ($\varphi_{\max} = n_{\max} / n_{Md\max}$; Drehzahlgrenzen des Eigenwandlungsbereiches). Das würde aber bei Geländefahrzeugen zu Getrieben mit sehr vielen Gängen führen. Deshalb lässt man im unteren Geschwindigkeitsbereich Stufensprünge bis 1,7 und mehr zu, um die Gangzahl zu verringern. Im oberen Bereich sollten dann die Stufen den zulässigen Stufensprung des Motors nicht überschreiten. Der zulässige Stufensprung des Eigenwandlungsbereiches von Panzermotoren liegt etwa bei 1,3 bis 1,6. Dabei ist festzustellen, dass die modernen Motoren

mit hohen Drehzahlen, hohen Aufladungsgraden und kleineren Hubräumen wieder zu den kleineren Werten tendieren. D.h. sie haben unelastischere Drehmomentverläufe und sind damit auf hohe Stufenzahlen angewiesen (vergl. Kapitel 3.3.1.2).

Die Auslegung der Gangabstufungen nach den durch die Antriebsmaschine vorgegebenen zulässigen Stufensprüngen ist besonders bei nicht automatisierten Getrieben mit Reibungskupplung von Interesse. Die Zugkraftunterbrechung beim Gangwechsel führt zu Schaltpausen von ca. 3 sec bei unsynchronisierten und ca. 1,5 sec Dauer bei synchronisierten Getrieben. Während der Zugkraftunterbrechung fällt die Fahrgeschwindigkeit bedingt durch die Fahrwiderstände ab. Beim Schaltvorgang würde demnach die Fahrgeschwindigkeit in der Zeit von 1,5 sec um 5,3 km/h abfallen, wenn man in schwerem Gelände mit Fahrwiderständen von ca. 1000 N/t fährt (entsprechend einer Verzögerung von $0,98 \text{ m/s}^2$) vereinfacht rechnet. Steigungen erhöhen diesen Geschwindigkeitsverlust noch mehr. Das bedeutet, dass besonders in den unteren Gängen der Motor „abgewürgt“ werden kann, da die nächst niedrigere Fahrstufe nicht mehr im Bereich der Eigenwandlungsfähigkeit erreicht wird (vergl. Abb. 4.4).

Zu den Kriterien der Gangabstufung sei noch folgendes angemerkt: Es lassen sich grundsätzlich zwei Abstufungsarten im Kraftfahrzeugbau verwenden, und zwar die geometrische und die progressive. Die geometrische ist unter anderem durch den konstanten Stufensprung zwischen den Gängen charakterisiert, wohingegen der Stufensprung bei der progressiven Abstufung zu den oberen Gängen hin kleiner wird. Daraus ergeben sich folgende Vorteile bzw. Nachteile für die geometrische Abstufung (vergl. Abb. 4.5):

- bei gleichem Wandlungsbereich kommt man mit einer geringeren Gangzahl aus;
- im oberen Geschwindigkeitsbereich ergibt sich dabei aber eine schlechtere Anpassung an die „ideale Zugkrafthyperbel“, d.h. der Geschwindigkeitsabfall bei Erhöhung der Fahrwiderstände ist größer, bevor in den nächst niedrigeren Gang geschaltet werden kann; die Kombination mit einem hydrodynamischen (Drehmoment-)Wandler mindert dieses Problem (vergl. Kapitel 4.1.2.2.1);
- im unteren Geschwindigkeitsbereich ist die Abstufung enger, damit das Beschleunigungsverhalten besser;
- wegen des konstanten Stufensprungs können Zahnräder für die verschiedenen Gänge mehrfach verwendet werden (Gruppengetriebe), so dass der Bauaufwand geringer ist;
- der konstante Stufensprung ist bei der Wahl der zugehörigen Zähnezahlen der Getrieberäder schwierig einzuhalten.

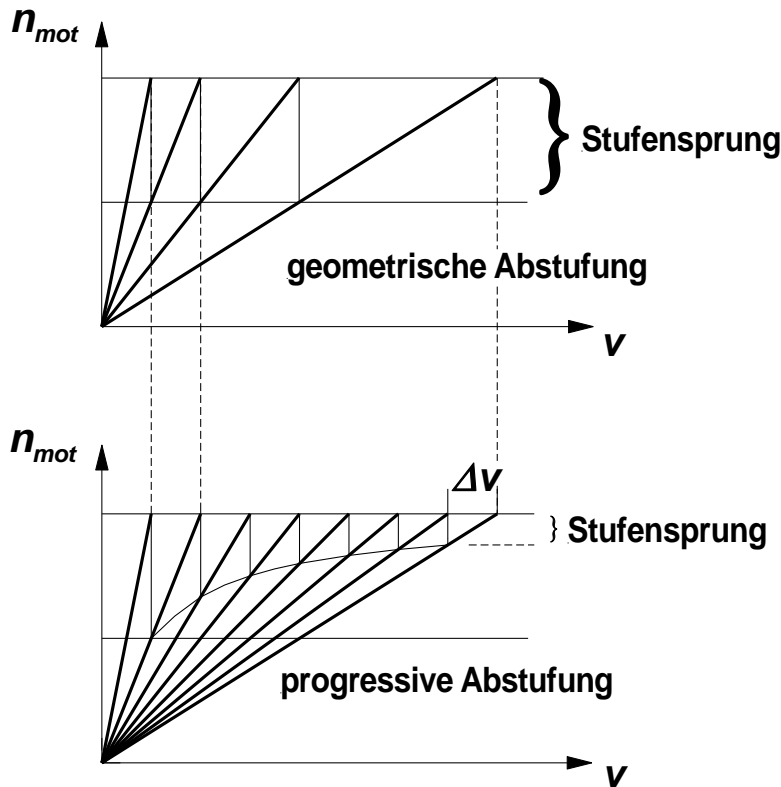


Abb. 4.5: Geometrische und progressive Abstufung im Drehzahlplan

Das mechanische Stufenschaltgetriebe erfordert demnach einen hohen Ausbildungsstand des Kraftfahrers und eine gute körperliche Konstitution. Dabei sind bis zu sieben Fahrstufen praxisgerecht.

Erleichterungen in der Bedienung schaffen die in Kapitel 4.1.1.1 beschriebenen Fliehkraft- und die elektronisch/elektrisch geregelten Kupplungen. Mit letzteren lassen sich die Schaltzeiten bei den schweren Fahrzeugen auf knapp eine Sekunde reduzieren. Allerdings ist mit keiner dieser Möglichkeiten das Problem der Zugkraftunterbrechung behoben.

Das trifft auch zu, wenn man die Reibungskupplung durch eine hydrodynamische Kupplung (vergl. Kapitel 4.1.1.2), besser noch durch einen hydrodynamischen Drehmomentwandler (siehe Kapitel 4.1.2.2.1) ersetzt.

Bedienungsverbesserung, damit auch eine bessere Ausfallsicherheit, erreicht man auch durch die Automatisierung der Getriebe (vergl. Kapitel 4.1.2.1.2).

4.1.2.1.1.2 Planetengetriebe (Umlaufgetriebe, Differenzialgetriebe)

Mit den in der Baulänge kürzeren, zwar kostenintensiveren Getrieben mit Planetensätzen (Umlauf-, Planeten-, Differenzialgetriebe) lassen sich lastschaltbare Stufenschalt-

getriebe, d.h. ohne Zugkraftunterbrechung, realisieren. Die Zahnradkombinationen werden bei diesen Getrieben mit Lamellenkupplungen und Band- oder Lamellenbremsen hergestellt. Das Schalten ohne Zugkraftunterbrechung (das Getriebe ist lastschaltbar) erfolgt dadurch, dass das/die Schaltelement/e der Schaltstufe geöffnet und das/die der nächsten Schaltstufe gleichzeitig geschlossen wird/werden. D.h. der Schaltvorgang erfolgt überschneidend.

Die oben beschriebenen Anforderungen bezüglich der Abstufungen usw. sind hier genauso zu erfüllen.

Die Getriebe finden in Kombination mit einem hydrodynamischen Drehmomentwandler (vergl. Kapitel 4.1.2.2.1) z.B. in Fahrzeugen der Familie des KPz Leopard 1 Verwendung (vergl. Kapitel 4.4.2.2.4, Schalt-Lenk-Getriebe ZF 4 HP 250). Auch die Schaltgetriebe der russischen KPz T72 und T 80 (Abb. 4.6), die ohne hydrodynamischen Drehmomentwandler auskommen, funktionieren so (vergl. Kapitel 4.1.1.1 und 4.3.2.3). Diese Fahrzeuge haben je Fahrzeugseite ein Getriebe und kommen ohne Anfahrkupplung aus.

- 1. Gang: K3, B4 8,173
- 2. Gang: B4, B6 4,400
- 3. Gang: K3, B6 3,485
- 4. Gang: B1, B4 2,787
- 5. Gang: B1, K3 2,027
- 6. Gang: K2, B4 1,467
- 7. Gang: K2, K3 1,000
- R. Gang: K3, B5 14,350
- Leerlauf: B4
- Bremse: B4, B5

Motor

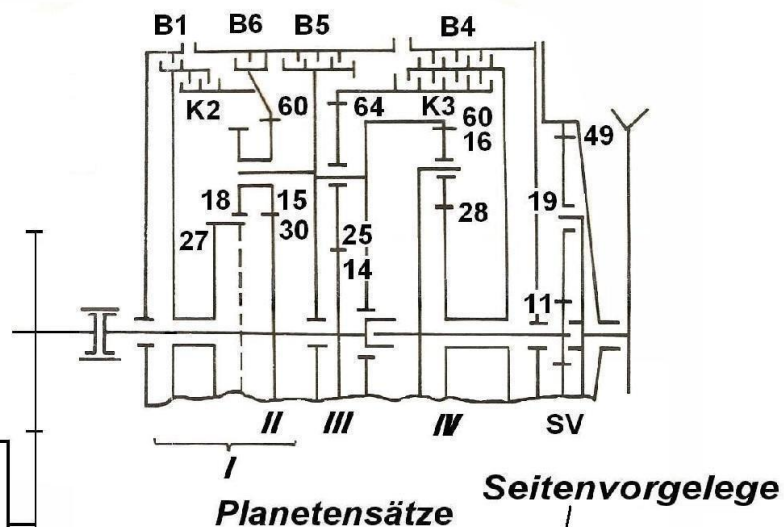


Abb. 4.6: Schaltgetriebe des KPz T72 (Dienstvorschrift der NVA [6]; rechte Fahrzeugseite)

4.1.2.1.2 Automatisierte Getriebe und Automatikgetriebe

Den Forderungen nach leichter Bedienbarkeit kommt aber im Grunde nur das automatisierte oder das automatische Getriebe nach, wodurch sich auch die Ausbildung vereinfacht.

Sie haben eine höhere Bediensicherheit und damit auch eine höhere Zuverlässigkeit als die Handschaltgetriebe. Das gilt umso mehr, wenn die Fahrzeuge im Gelände unter Gefechtsbedingungen bewegt werden müssen.

Bei *automatisierten Getrieben* (Abb. 4.7) werden die Schaltvorgänge im Getriebe und meistens auch der Kupplungsvorgang durch Aktoren (pneumatisch, hydraulisch oder elektrische Stellmotoren) bedient, wobei dies bei höheren Automatisierungsgraden abhängig von Last und Drehzahl erfolgt. Diese Getriebe führen besonders bei Nutzfahrzeugen mit hohen Motorleistungen zu einer Entlastung der Fahrer. Sie haben sich vor allem im Fernverkehr weitgehend durchgesetzt. Am bzw. im Getriebe wird auf das Schaltgestänge, was wie im Handschaltgetriebe ausgeführt ist, eingewirkt. Da die automatisierten Getriebe auf den Handschaltgetrieben aufbauen, sind sie ebenfalls nicht lastschaltbar. Die Möglichkeit der Gangwahl per Hand kann realisiert werden.

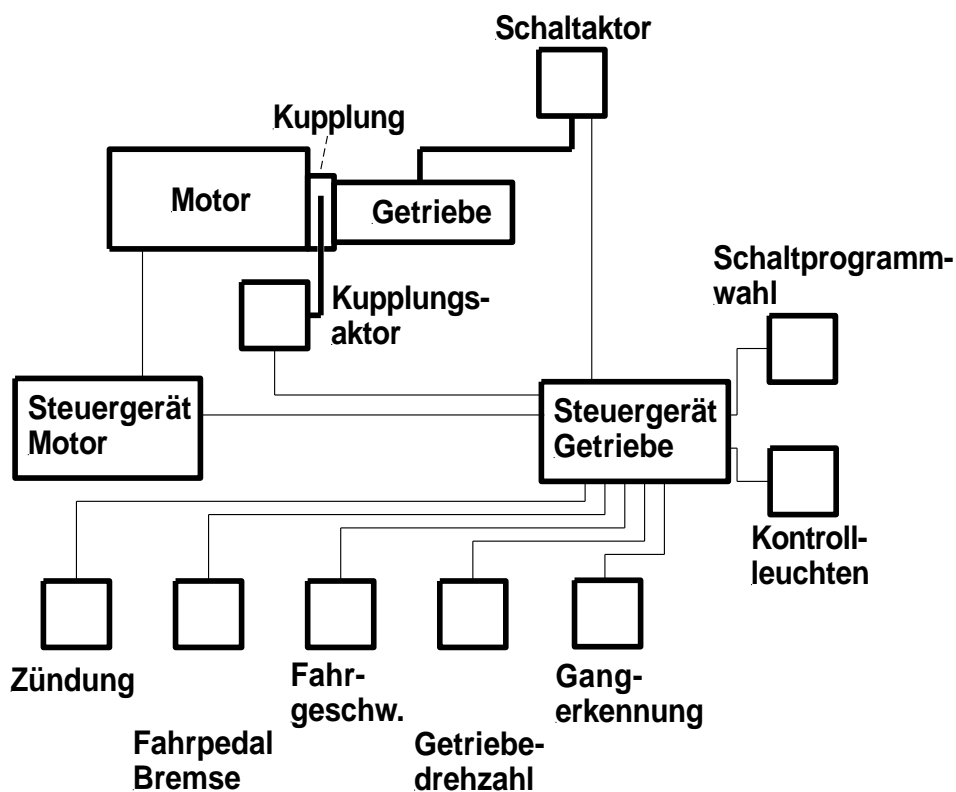


Abb. 4.7: Funktionsschema für automatisierte Schaltgetriebe

Zu den automatisierten Schaltgetrieben kann man die Vorwahlgetriebe zählen. Mit ihnen lässt sich das Problem der Zugkraftunterbrechung verringern. Die grundsätzliche Bauform ist dabei das Vorgelegegetriebe. Hier werden die Fahrstufen vorgewählt und durch Gasrücknahme, damit Auslösen der Hauptkupplung, pneumatisch oder hydraulisch eingelegt. Dadurch werden die Schaltpausen kürzer. Ein Beispiel dazu war z.B. das OLVAR-Getriebe der Firma MAYBACH (vergl. Abb. 4.8) in den Pz.Kpfw. Tiger I und II.

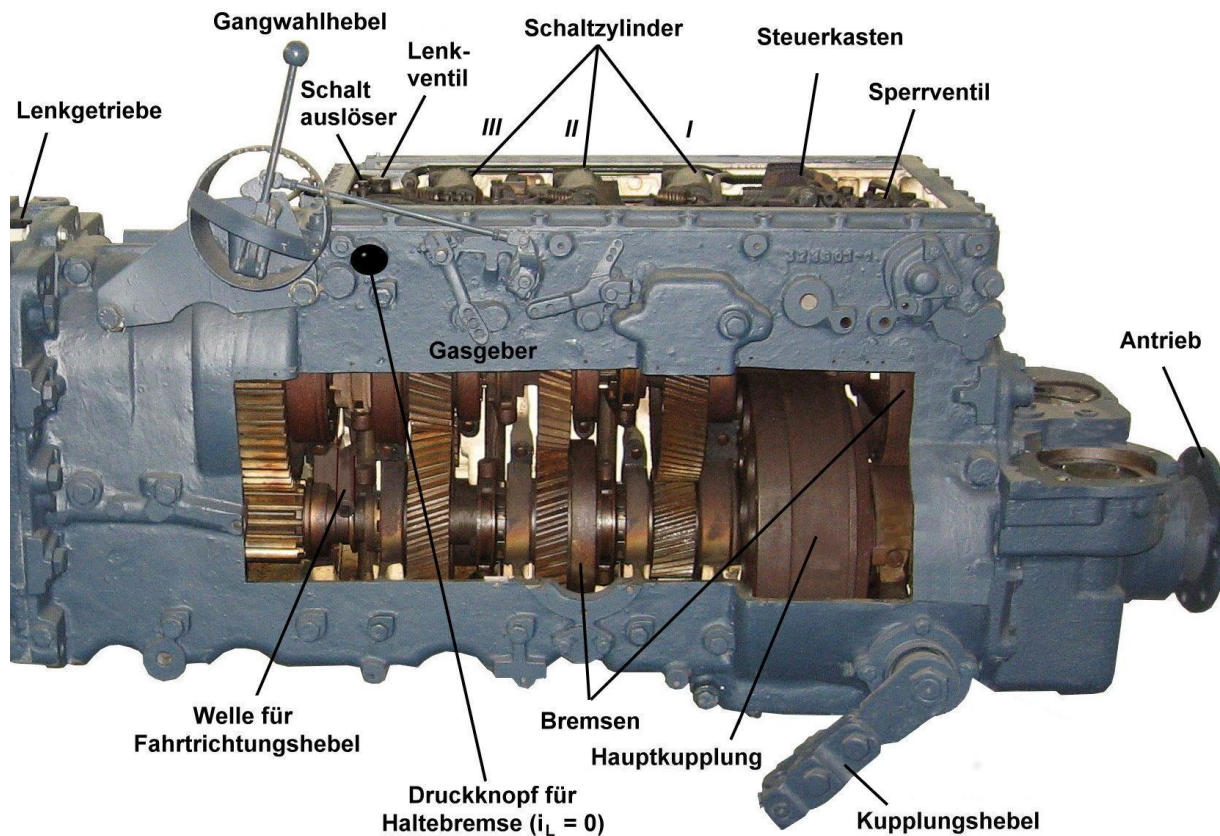


Abb. 4.8: OLVAR-Wechselgetriebe des Pz.Kpfw. Tiger

Eine andere Konstellation, die bei Nutzfahrzeugen im Schwerlastbereich und im Geländeeinsatz sich bewährt hat, ist die sogenannte Wandlerschaltkupplung (WSK). Hier wird dem Handschaltgetriebe in Vorgelegebauweise mit Reibungskupplung ein hydrodynamischer (Drehmoment-)Wandler vorgeschaltet, der vor allem ein bedienungsfreundliches, verschleißfreies Anfahren und Rangieren ermöglicht. Die Reibungskupplung (Trennkupplung) belässt man, um die Synchronisierung der Schaltstufen zu entlasten. Diese Getriebe lassen sich automatisieren, indem die Betätigung der Aktoren für die Reibungskupplung durch einen Schalter am Gangwahlhebel erfolgt, die Schalt-

stufen aber konventionell eingelegt werden. Das Kupplungspedal entfällt dann. Man spricht von einer Halbautomatik.

Die *Automatikgetriebe* sind im Gegensatz zu den automatisierten Schaltgetrieben lastschaltbar, indem der Gangwechsel überschneidend ausgeführt wird (vergl. Kapitel 4.1.2.1.1.2). Die Automatik wirkt mit elektrischen und hydraulischen Übertragungselementen direkt auf die Lamellenkupplungen, -bremsen bzw. Bandbremsen der Zahnradpaarungen. Die Getriebe sind also Stufenschaltgetriebe und als Planetengetriebe ausgeführt. Der Gangwechsel erfolgt in Abhängigkeit von Last und Drehzahl. Die Möglichkeit der Gangwahl per Hand kann auch hier realisiert werden.

Bei den meisten Automatikgetrieben wird für die Kupplung ein hydrodynamischer Drehmomentwandler eingesetzt (vergl. Kapitel 4.1.2.2.1), der neben der Drehzahlwandlung auch eine bessere Anpassung an die „ideale Zugkrafthyperbel“ ermöglicht. Statt des hydrodynamischen Drehmomentwandlers ist auch die Verwendung einer Reibungskupplung für die Drehzahlanpassung möglich. Die Kupplung wird dann durch einen in den automatischen Schaltvorgang integrierten Aktor betätigt.

Das Gesamtübersetzungsverhältnis aus beiden Drehmomentwandlern erhält man aus dem Produkt beider Bauelemente

$$i_{ges} = i_{Wa} \cdot i_{SG} \quad 4/3$$

Um den relativ schlechten Wirkungsgrad des hydrodynamischen Drehmomentwandlers (vergl. Kapitel 4.1.2.2.1) in seiner Wirkung zu mindern, wird die Anzahl der Schaltstufen im Planetengetriebe erhöht und die Wandlung (Übersetzung) des Hydrodynamischen Wandlers gesenkt. Weiterhin hilft hier, dass die Wandler, außer beim Anfahren und beim Gangwechsel, durch eine mechanische Reibungskupplung (Wandlerüberbrückungskupplung) überbrückt werden (vergl. Kapitel 4.1.2.2.1).

Das *Doppelkupplungsgetriebe* (Abb. 4.9), das auf dem Vorgelegegetriebe aufbaut, ist lastschaltbar. Es kommt ohne einen hydrodynamischen Drehmomentwandler aus und ist damit dem konventionellen Automatikgetriebe bezüglich des Wirkungsgrades überlegen.

Das Vorgelegegetriebe wird hier in zwei parallele Zweige - einer für die ungeraden Schaltstufen beginnend mit dem 1. Gang, und einer für die geraden, beginnend mit dem 2. Gang - aufgeteilt, die mit je einer Reibungskupplung mit dem Motor verbunden sind (Abb. 4.9). Die Lastschaltbarkeit wird dadurch erreicht, dass die Gänge im nicht unter Last stehenden Getriebezweig vorgewählt (geschaltet) werden und der Schaltvorgang durch die überschneidende Betätigung der Reibungskupplungen dann ausgeführt wird. Die Schaltstufen in den Getriebezweigen werden wie im Handschaltgetriebe

be durch das mechanische Schaltgestänge (Schaltmuffen) betätigt. Die Betätigung der Schaltung und der Kupplungen erfolgt über Aktoren, die von der Automatik drehzahl- und lastabhängig angesteuert werden.

Die Möglichkeit der Gangwahl per Hand kann realisiert werden.

Die Doppelkupplungsgetriebe haben die gleichen Baugruppen wie die Handschaltgetriebe, das bedeutet für die Fertigung die Nutzung von Teilefamilien. Die Anordnung der Baugruppen führt zu einer größeren Baulänge und schwereren Ausführung gegenüber den Handschaltgetrieben und automatisierten Getrieben in Vorgelegebauweise.

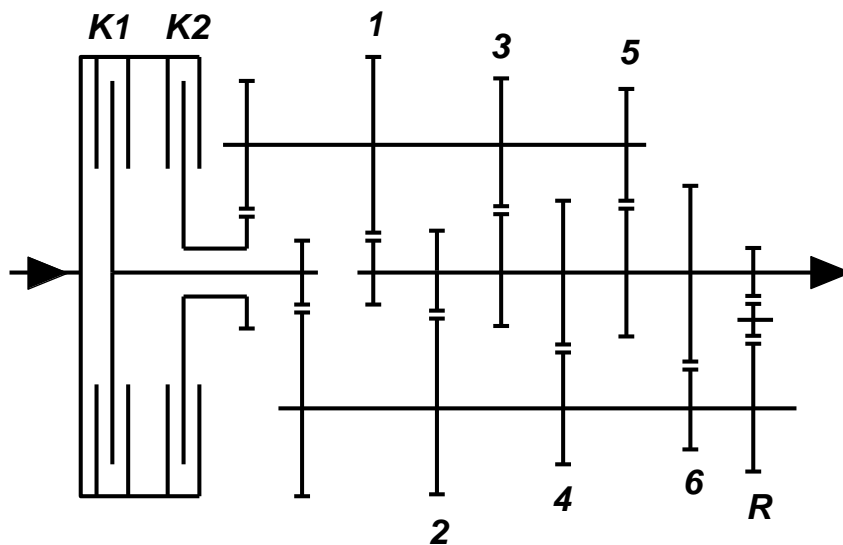


Abb. 4.9: Doppelkupplungsgetriebe

Die übertragbaren Drehmomente der Reibungskupplungen sind - zumindest zur Zeit - durch den zur Verfügung stehenden Bauraum begrenzt, weshalb sich die Getriebe im Augenblick nur im PKW-Bau etablieren. Für höhere Momente müssen auch hier nasse Lamellenkupplungen verwendet werden, was einen schlechteren Wirkungsgrad zur Folge hat.

4.1.2.2 Stufenlose Drehmomentwandler

Es gibt hydraulische und mechanische stufenlose Drehmomentwandler.

Zu den hydraulischen zählen die hydrodynamische und die hydrostatische Variante.

Bei dem mechanischen stufenlosen Drehmomentwandler hat sich die Variante des Zugmittelgetriebes im PKW-Bau durchgesetzt. Daneben gibt es noch den Kegelingwandler und die Trochoidwandler (Reibradgetriebe).

4.1.2.2.1 Hydrodynamischer Drehmomentwandler (hydromechanischer Wandler; umgangssprachlich: Wandler)

Genauer ist er als „hydrodynamischer Drehzahl-Drehmoment-Wandler“ (Abb. 4.10) zu bezeichnen, da er zum einen - wie oben aufgezeigt - die Funktion der Anfahrkupplung und zum anderen die Funktion eines stufenlosen Getriebes (Drehmomentwandlers) übernimmt.

Der Anfahrtschlupf wird reibungsfrei, ohne Zutun des Fahrers aufgenommen, was Bedienungs erleichterung schafft, da man mit ihm aus der Geschwindigkeit 0 anfahren kann. Zum anderen arbeitet der hydrodynamische Wandler im Anfahrbereich mit einer Drehmomentüberhöhung (Drehmomentwandlung i_{WA}), so dass man eine verbesserte Annäherung an die „ideale Zugkrafthyperbel“ (vergl. Abb. 3.3) und größeres Traktionsvermögen vor allem in der ersten Fahrstufe erhält. Außerdem hat der Wandler den Vorteil, dass er den Motor vom nachfolgenden Triebstrang schwingungstechnisch entkoppelt.

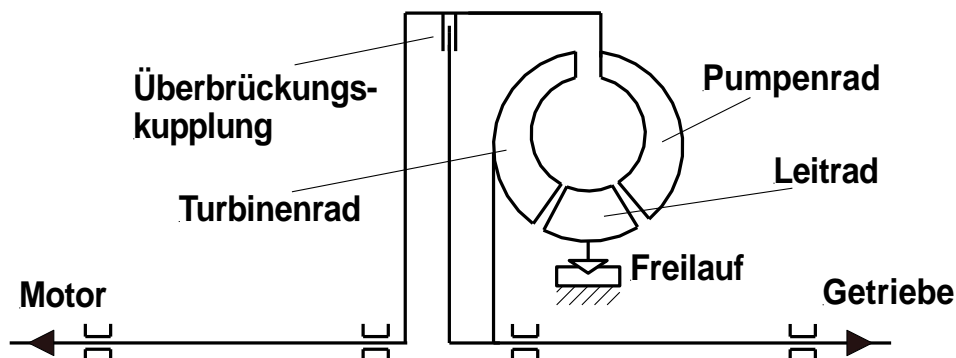


Abb. 4.10: Hydrodynamischer Drehmomentwandler

Die Drehmomentüberhöhung des hydrodynamischen Drehmomentwandlers gegenüber der hydrodynamischen Kupplung wird durch das zusätzliche Leitrad (vergl. Abb. 4.1 mit 4.10) erreicht, an dem die hydraulische Strömung umgelenkt wird und damit höhere Geschwindigkeiten bewirkt. Das Drehmoment für die Pumpen- und auch für die Turbinenseite lässt sich grundsätzlich mit der Euler'schen Turbinengleichung ermitteln:

$$M_{Pu} = \dot{m} \cdot \Delta(r \cdot c_u)$$

4/4

Das Moment wird vom Massestrom des Hydrauliköls (Masse pro Zeiteinheit) und von der Differenz der Produkte aus Radius und Umfangsgeschwindigkeit, d.h. von der

Größe des Wandlers und der Drehzahl am Schaufelaus- und -eingang bestimmt. Man kann die Baugröße mit einem höheren Drehzahlniveau reduzieren.

Der hydrodynamische Wandler zeigt aber ein schlechtes Wirkungsgradverhalten besonders im Bereich der größten Drehmomentüberhöhung (Anfahrwandlung, $\eta_{Wa} \rightarrow 0$), so dass man sie auf die maximalen Werte zwischen 2 bis 3 (KPz Leopard 2 $\rightarrow i_{Wa} = 2,4$) begrenzt. Im oberen Drehzahlbereich wird der Wirkungsgrad durch erneute Zunahme der Stoß- und Reibungsverluste wiederum schlechter, wogegen man das Tri-lokssystem verwenden kann. Hierbei läuft der Wandler im oberen Drehzahlbereich ab dem Drehmomentverhältnis $i_{Wa} = 1$ als hydraulische Kupplung, indem das Leitrad über einen Freilauf leer mitdreht (vergl. Abb. 4.11).

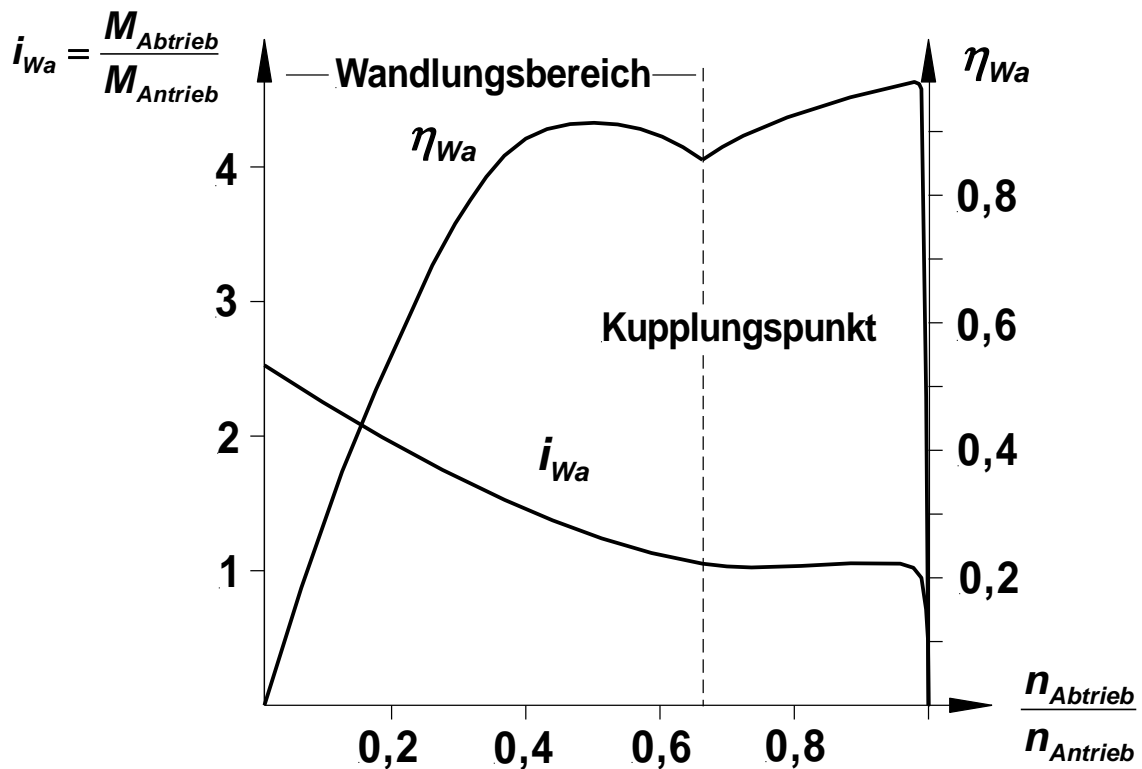


Abb. 4.11: Kennlinien des hydrodynamischen Drehmomentwandlers

Das bedeutet, der hydrodynamische Wandler kann ohne einen nachgeschalteten anderen Drehmomentwandler, z.B. einem Stufenschaltgetriebe, nicht die Anpassung an die „ideale Zugkrafthyperbel“ erreichen. Allerdings besteht durch die Drehmomentüberhöhung die Möglichkeit die Anzahl der Schaltstufen im angeschlossenen Getriebe gegenüber dem Handschaltgetriebe zu verringern. Andererseits gibt es grundsätzlich die Möglichkeit, mehrere Wandler mit unterschiedlichen Charakteristiken zu kombinieren

und so die Annäherung an die „ideale Zugkrafthyperbel“ zu verbessern (Beispiel: Anfahr- und Marschwandler bei Diesellokomotiven).

Der Wirkungsgrad des hydrodynamischen Wandlers wird durch den Schlupf belastet:

$$\eta_{Wa} = i_{Wa} \cdot (1 - S) \quad (\text{mit dem Schlupf } S \text{ im Wandler}). \quad 4/5$$

Zur Vermeidung des noch vorhandenen Schlupfes (Mindestschlupf ca. 1 bis 1,5 %) bzw. zur Verringerung seines Einflusses dient die oben (Kapitel 4.1.2.1.2) angesprochene Überbrückungskupplung (vergl. Abb. 4.10), die abhängig von Motordrehzahl und Last gesteuert wird.

Der Wirkungsgrad lässt sich auch durch den Einsatz des Wandlers in einem Verzweigungsgetriebe (Leistungsverzweigung, vergl. Kapitel 4.1.2.3) verbessern.

Das größte Beschleunigungsvermögen erreicht man mit derart ausgestatteten Fahrzeugen durch Hochfahren des Motors gegen den festgebremsten Wandler.

Der hydrodynamische Drehmomentwandler findet in den in Kapitel 4.1.2.1.2. beschriebenen Automatikgetrieben inzwischen weite Verbreitung im Kettenfahrzeugbau.

4.1.2.2.2 Hydrostatische Drehmomentwandler

Hydrostatische Fahrzeuggetriebe werden in der Regel in Axialkolbenbauweise (Schrägachsen-) ausgeführt, wobei durch Änderung des Volumenstroms zwischen Pumpen- und Motorteil des Getriebes die Steuerung erfolgt. Diese Änderung kann durch Ausschwenken des umlaufenden Zylinderblocks der Pumpe und/oder durch die Pumpendrehzahl erreicht werden. Auch ein Schwenken des Zylinderblocks des Motors ist möglich.

Für die Regelung des Axialkolbendrehmomentwandlers ergeben sich - ohne Berücksichtigung der Wirkungsgrade - für die Pumpe und den Motor grundsätzlich die folgenden Beziehungen (vergl. Abb. 4.12):

- für das Fördervolumen der Pumpe bzw. das Schluckvolumen des Motors mit der Zylinderzahl z

$$V = z \cdot \frac{d^2}{4} \cdot \pi \cdot r \cdot \sin \alpha, \quad 4/6$$

- für die Leistung beider Aggregate, die ohne Berücksichtigung der Wirkungsgrade (vergl. Gleichung 4/109) gleich sind,

$$P_{HS} \cong V \cdot n \cdot p_H, \quad 4/7$$

- für das Drehmoment

$$M \cong \frac{P_{HS}}{n}. \quad 4/8$$

Schwenkt man nun die Pumpe aus und betreibt den Motor mit konstantem Schwenkwinkel, wird das Fördervolumen vergrößert (Abb. 4.12). Damit steigt die Leistung der Pumpe proportional. Das gilt auch für die proportionale Leistung des Motors. Da das Schluckvolumen des Motors das Fördervolumen der Pumpe aufnehmen muss, d.h. sie sind gleich, bleibt damit das Drehmoment des Motors (von der Belastung unabhängig) konstant.

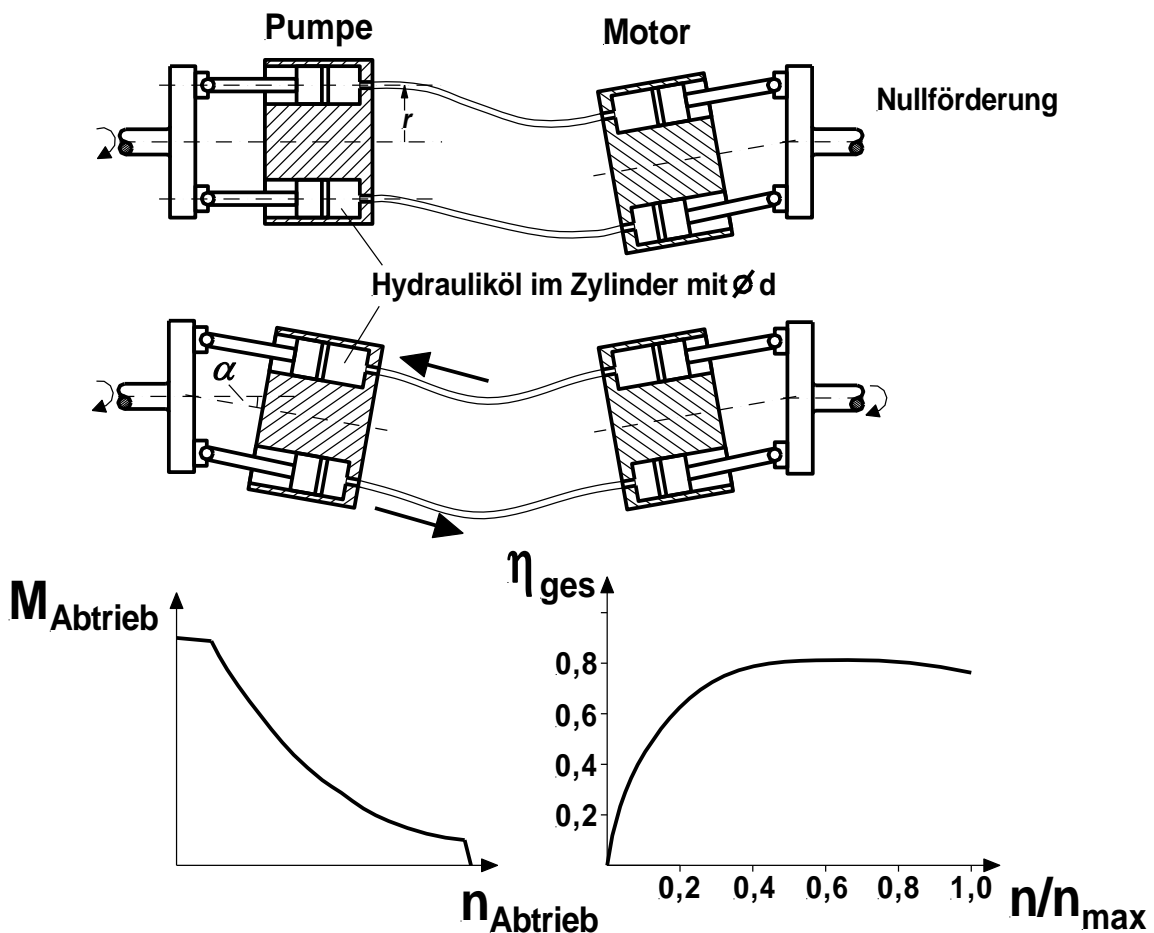


Abb. 4.12: Hydrostatisches Getriebe (Prinzip; mit Konstantmotor) mit Kennlinien



Abb. 4.13: Schnitt durch eine Axialkolbenpumpe

Schwenkt man nun den Motor aus und betreibt die Pumpe mit konstantem Schwenkwinkel, ist das Fördervolumen konstant und der Motor wird mit konstanter Leistung angetrieben. Durch die Vergrößerung des Motorschwenkwinkels verringert sich die Motordrehzahl, die Abtriebsdrehzahl. Mit Gleichung 4/8 ist der Drehmomentverlauf des Motors demnach eine Hyperbel.

Mit diesen Getrieben lässt sich also die gewünschte Annäherung an die „ideale Zugkrafthyperbel“ sehr gut erreichen (vergl. Abb. 4.12). Eine Anfahrkupplung wird auch nicht benötigt, da die Schwenkwinkel aus der Nulllage (Nullförderung) verändert werden. Da die Zylinderblöcke außerdem aus der Nulllage in beide Richtungen geschwenkt werden können, kann das Getriebe auch eine stufenlos veränderbare Rückwärtsfahrt realisieren.

Die Kennlinie des Wandlers (einschließlich der Fläche darunter, Abb. 4.12) hat außerdem den Vorteil, dass sie mit nur einem Betriebspunkt der Antriebsmaschine betrieben werden kann.

Der Wandlungsbereich ist allerdings außer durch den relativ schlechten Wirkungsgrad (mechanischer und volumetrischer: 80 bis ca. 85 %; im Anfahrbereich $\eta \rightarrow 0$) auch noch druckseitig eingeschränkt (bis ca. 450 bar maximale Dauerlast, Spitzendrücke bis 700 bar), so dass man einen Wandlungsbereich eines Aggregates wirtschaftlich bis ca. 4 verwirklicht (mit Konstantmotor). Außerdem erhält man bei den im Kampfpanzerbau notwendigen hohen Leistungen sehr große und schwere Aggregate. Der Wandlungsbereich kann durch ein nachgeschaltetes Zahnradgetriebe vergrößert werden.

Der Wirkungsgrad lässt sich durch Integration in einem Verzweigungsgetriebe (Leistungsverzweigung, vergl. Kapitel 4.1.2.3) verbessern.

Als weiteren Nachteil kann man die nicht unerhebliche Geräusentwicklung der Hydraulik anführen.

4.1.2.2.3 Stufenlose, mechanische Drehmomentwandler

Eine andere Möglichkeit der stufenlosen, lastschaltbaren Kennungswandler ist das stufenlos mechanische Getriebe. Die Kraftübertragung ist kraftschlüssig. Die Wandler werden deshalb auch als Reibgetriebe bezeichnet, wobei sich allerdings der Begriff CVT (continuously variable transmission) für sie durchgesetzt hat, der eigentlich auch die hydraulischen stufenlosen Getriebe umfasst. Man findet die Getriebe im PKW-Bau hauptsächlich als Zugmittelgetriebe (Abb. 4.14), ganz vereinzelt als Toroid- (Wälzkörper-) und als Kegelringgetriebe (Abb. 4.15), wobei letztere gegenüber den Zugmittelgetrieben kompakter sind und etwas höhere Drehmomente übertragen können.

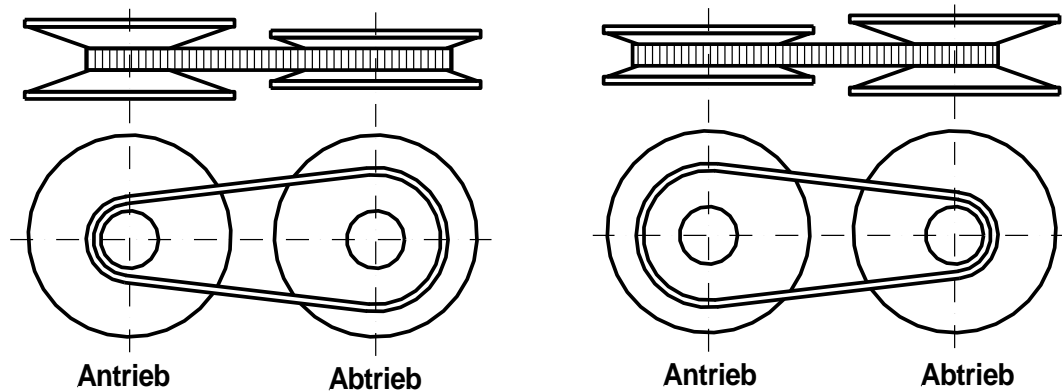


Abb. 4.14: Prinzip des Zugmittelgetriebes (Umschlingungs-; links: Übersetzung ins Schnelle, rechts: Übersetzung ins Langsame)

Die Zugmittelgetriebe (auch: Umschlingungsgetriebe) bestehen aus zwei sogenannten Variatoren und einer Schubglieder- oder Laschenkette (die im Werkzeugmaschinenbau verwendeten PIV-Getriebe = positive infinitely variable haben eine formschlüssige Variante der Laschenkette, bei der verschiebbliche Querbleche in die genuteten Flanken der Kegelscheiben greifen, was geringere Geschwindigkeiten zulässt). Die Variatoren umfassen jeweils zwei Kegelscheibenpaare mit glatten Flanken, die durch den zugehör-

rigen Stellmechanismus in Abhängigkeit von Last und Drehzahl axial gegeneinander verschoben werden (Abb. 4.14).

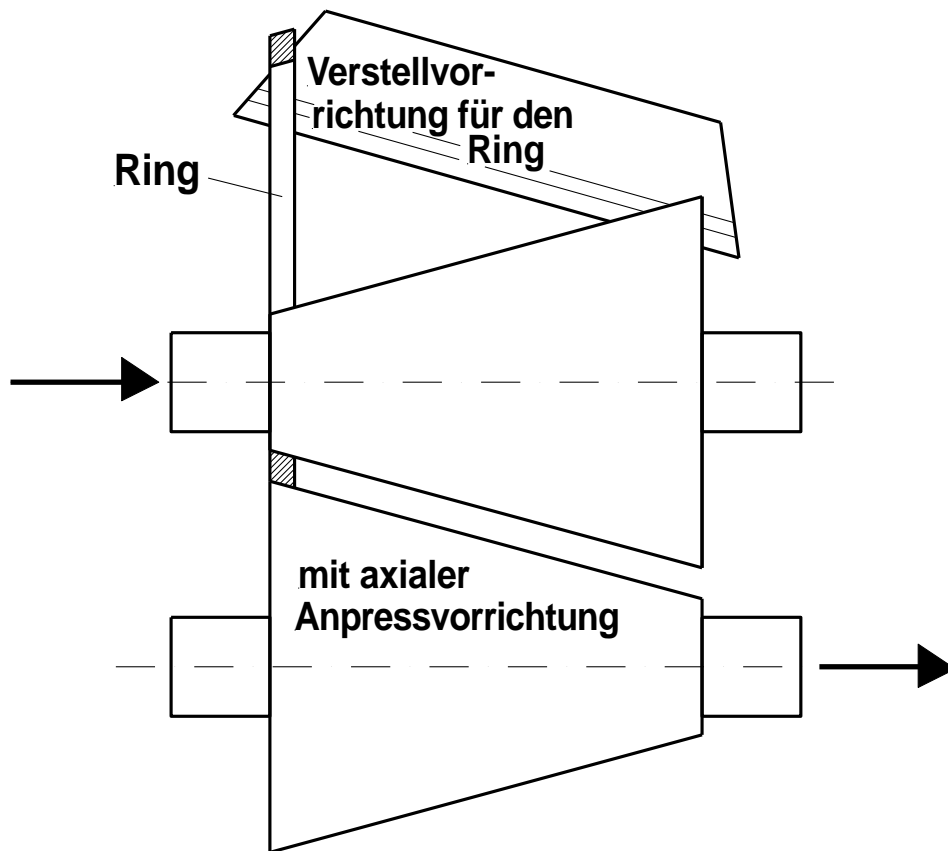


Abb. 4.15: Prinzip des Kegelringgetriebes

Die Reibgetriebe zeigen an sich - wie das hydrostatische Getriebe - eine sehr gute Annäherung an die „ideale Zugkrafthyperbel“ (Abb. 4.16). Die Kennlinie dieser Wandler (einschließlich der Fläche darunter) hat den Vorteil, dass sie mit einer Motorkennlinie betrieben werden kann. Man kann dadurch das Fahrzeug immer im Bereich des günstigsten Kraftstoffverbrauchs fahren, d.h. im Getriebe wird die Übersetzung ins Schnelle eingestellt (Abb. 4.17). Der Bereich des 1. Ganges eines Stufenschaltgetriebes kann auch abgedeckt werden.

Eine große Spreizung (zwischen kleiner und großer Übersetzung), wie sie Geländefahrzeuge erfordern, führt bei diesen Getrieben wegen der damit notwendigen großen Scheibendurchmesser gegenüber Zahnradgetrieben zu mehr Bauraumbedarf. Im PKW-Bau werden mit Schubgliederketten Spreizungen von 5 bis etwa 6,5 verwirklicht.

Der prinzipielle Nachteil dieser Getriebe ist die kraftschlüssige Drehmomentübertragung. Sie ist von der Anpresskraft der Kegelscheiben an die Flanken der Kette und von der Scherfähigkeit des Öls im Getriebe abhängig. Die Anpresskräfte, die hydraulisch erzeugt werden, werden elektronisch abhängig von der Last geregelt, um einerseits eine gute Kraftübertragung und andererseits einen günstigen Wirkungsgrad zu erreichen. Dieser wird durch die Hydraulik belastet.

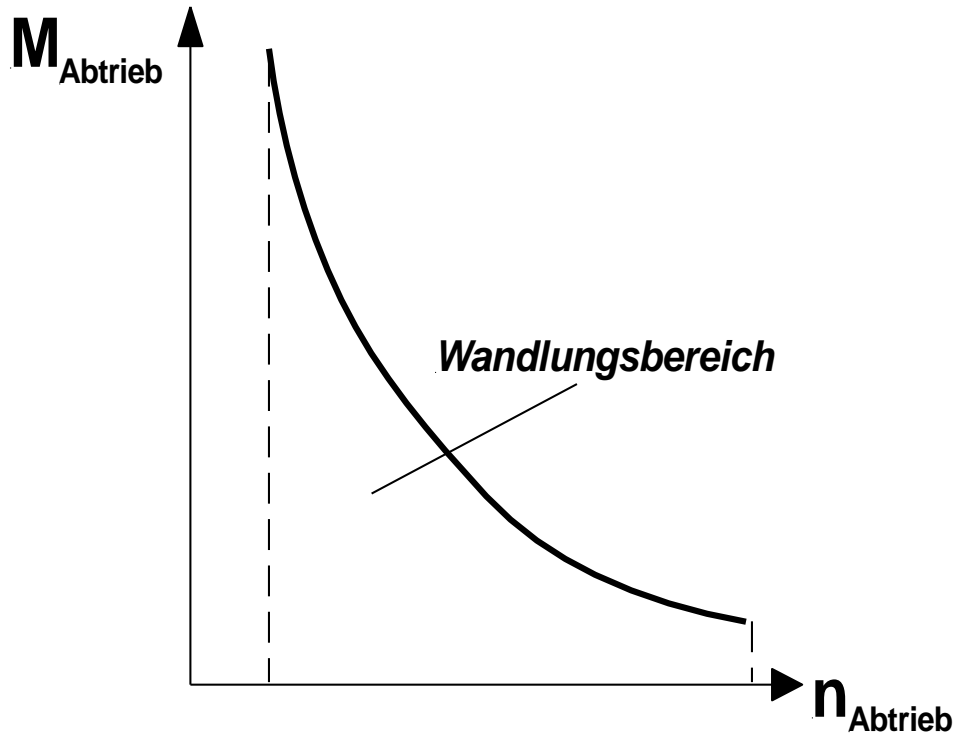


Abb. 4.16: Kennlinie des Reibgetriebes

Es werden Wirkungsgrade im Bereich von 85 bis über 90 % angegeben.

Zur Zeit sind Antriebsmomente (Motordrehmomente) bis 400 Nm für die Zugmittelgetriebe möglich. Will man die Vorteile des Reibgetriebes auch bei höheren Antriebsmomenten nutzen, bietet sich die Möglichkeit der leistungsverzweigten Getriebe an (vergl. Kapitel 4.1.2.3). Im Nutzfahrzeugbau werden solche Kombinationen untersucht. Das bedeutet, dass die Reibgetriebe im Kettenfahrzeugbau höchstens für leichte Fahrzeuge in Frage kommen.

Wie in Abb. 4.16 ersichtlich ist, benötigt das Reibgetriebe eine Anfahrkupplung, außerdem eine zusätzliche Zahnradübersetzung für die Rückwärtsfahrt.

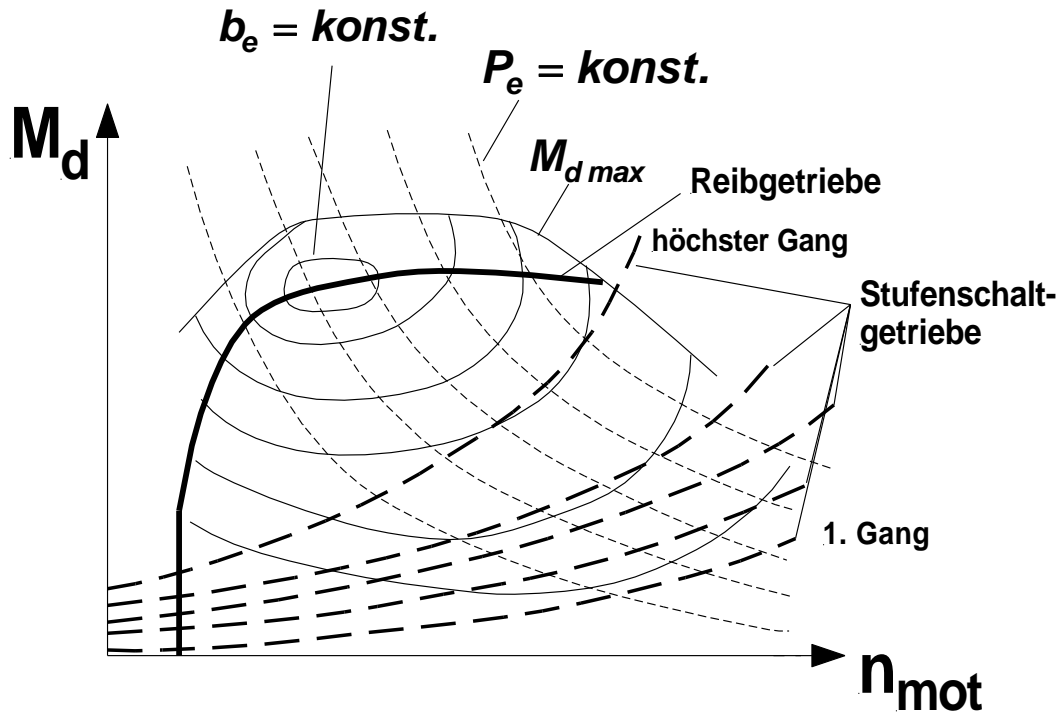


Abb. 4.17: Motorkennfeld mit Fahrkennlinien für ein Stufenschaltgetriebe und ein Reibgetriebe (qualitativ; Linien konstanten spezifischen Verbrauchs $b_e = konst.$, Linien konstanter Motorleistung $P_e = konst.$)

4.1.2.2.4 Elektrische Getriebe

Den Begriff der „elektrischen Getriebe“ findet man hin und wieder als andere Bezeichnung für Elektromotoren zur Anpassung statt der oben beschriebenen Drehmomentwandler. D.h. es handelt sich um Hybridantriebe (vergl. Kapitel 3.8).

4.1.2.3 Leistungsverzweigte Getriebe

Mit leistungsverzweigten Getrieben lässt sich ein Teil der Leistung direkt oder über ein mechanisches Stufenschaltgetriebe und ein Teil über ein stufenloses Getriebe zum Abtrieb leiten. Das bedeutet, dass man zum einen die Vorteile der stufenlosen Kennungswandler nutzt. So lassen sich gegenüber den gestuften Kennungswandlern die Lücken zwischen den Gangkurven und der „idealen Zugkrafthyperbel“ im Zugkraftdiagramm schließen und mit den hydraulischen Wandlern der Anfahrvorgang verschleißfrei durchführen. Zum anderen kann mit dem mechanischen Kennungswandler der schlechterer Wirkungsgrad des hydraulischen Teils insgesamt verbessert werden. Wird z.B. die Leistung je zur Hälfte aufgeteilt, kann mit einem hydrostatischen Kennungswandler mit einem Wirkungsgrad von 80% und einem mechanischen Zweig

mit einem Wirkungsgrad von 95 % ein Gesamtwirkungsgrad von 87,5 % ($0,5 \cdot 0,8 + 0,5 \cdot 0,95 = 0,875$) erreicht werden.

Für die Aufteilung oder Zusammenführung der beiden Zweige wird ein Planetengetriebe (Umlauf-; Abb. 4.18) verwendet. Für die Zusammenfassung bzw. Aufteilung der Drehzahlen und Drehmomente und damit der Leistungen der beiden Zweige lassen sich folgende Zusammenhänge angeben:

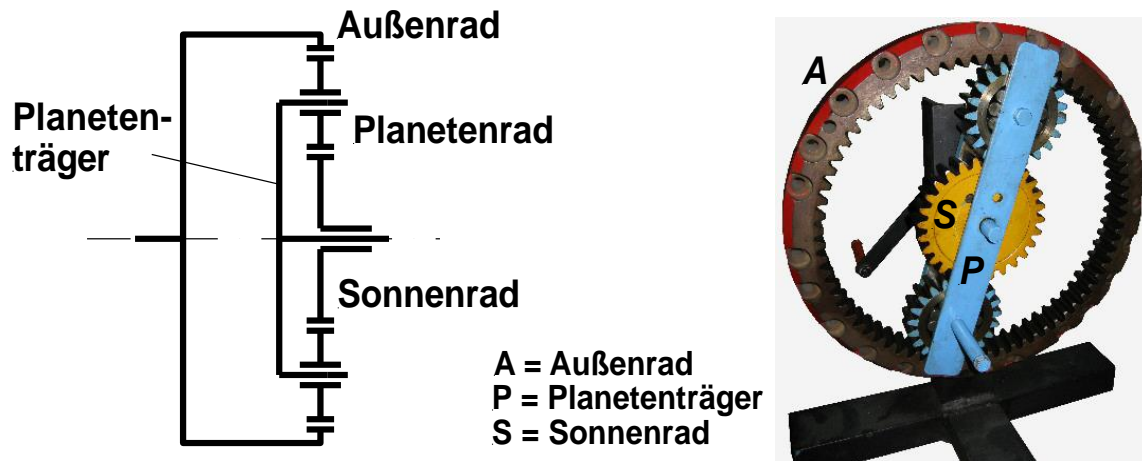


Abb. 4.18: Planetengetriebe

für die Drehzahlüberlagerung (vergl. Kapitel 4.3.2.2):

$$n_P = n_A \cdot \frac{i_o}{i_o + 1} + n_S \cdot \frac{1}{i_o + 1} \quad 4/9$$

für die Drehmomente:

$$M_{An} = M_A \cdot i_{ges \text{ bis } A} + M_S \cdot i_{ges \text{ bis } S} \quad 4/10$$

$$\frac{M_A}{M_S} = i_o \quad 4/11$$

$$\frac{M_P}{M_A} = -\left(\frac{i_o + 1}{i_o}\right) \quad 4/12$$

$$M_P = -(M_A + M_S) \quad 4/13$$

mit der Grundübersetzung im Planetengetriebe

$$i_o = \frac{\text{Zähnezahl Außenrad}}{\text{Zähnezahl Innenrad}} = \frac{z_A}{z_S} \quad 4/14$$

Für die Leistungsverzweigung werden die grundsätzlichen Kombinationen Sammel- und Verteilergetriebe (vergl. Abb. 4.19) eingesetzt. Es gibt auch Ausführungen mit mehreren Leistungsverzweigungen.

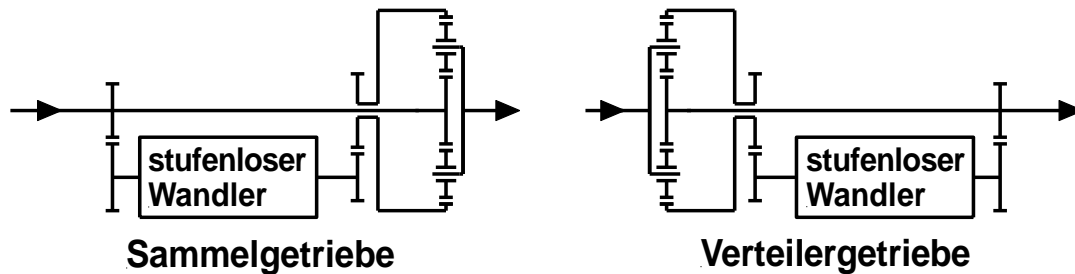


Abb. 4.19: Bauarten der Leistungsverzweigung (Prinzipdarstellung)

4.1.3 Zusammenfassung

Die Anforderungen an einen Kennungswandler in einem Kettenfahrzeug sind zunächst die Erfüllung der Zugkraftaufgaben und die Begrenzung des Verbrauchs und der Emissionen. Darüber hinaus ist aber unbedingt darauf zu achten, dass die Kennungswandler den Fahrer, der bei militärischen Fahrzeugen extremen Stresssituationen (Gefechtssituationen) ausgesetzt ist, bezüglich des Bedienkomforts und der Bediensicherheit, besonders in der Anfahrtsituation, unterstützen. Damit werden die Kondition des Fahrers weniger belastet, die Fahrausbildung vereinfacht und die Betriebs- und Ausfallsicherheit erhöht.

Unter diesen Bedingungen sind Handschaltgetriebe mit Reibungskupplung, auch unter dem Aspekt der hohen Drehmomente der Antriebsmaschinen, für vor allem militärische Kettenfahrzeuge weniger zweckmäßig. Dabei ist die Reibungskupplung für militärische Kettenfahrzeuge nur bedingt bis nicht geeignet. Dies ist vor dem Hintergrund der hohen Motormomente (Kampfpanzer erreichen heute Werte von 5000 Nm, zukünftig auch mehr), den beengten Platzverhältnissen unter Panzerschutz und der erforderlichen einfachen Bedienbarkeit zu sehen.

Die Stufenschaltgetriebe können den Wechsel der Schaltstufen nur mit Zugkraftunterbrechung umsetzen, mit der nur versierte Fahrer umgehen können und das in der Regel auch nur in Situationen ohne psychischen Druck. Die automatisierten Ausführungen, wie man sie im Nutzfahrzeugbau kennt, lassen sich eher einsetzen und dann für leichte bis mittlere Kettenfahrzeuge. Sie verbessern die Anfahrtsituation und den Schaltstufenwechsel, wobei die Zugkraftunterbrechung aber vorhanden bleibt. Gleiches trifft letztendlich auch auf die Stufenschaltgetriebe mit Wandler-Schaltkupplung zu, wie sie

bei schweren LKW eingesetzt werden. Hier kann man den Schaltvorgang in schwierigen Situationen unterlassen, was aber zu einer entsprechenden Belastung des hydrodynamischen Drehmomentwandlers führt. Auch für Gelände-LKW und Baustellenfahrzeuge wird wegen der Bedienbarkeit und des Verschleißes eher auf die lastschaltbaren Automatikgetriebe (mit hydrodynamischem Drehmomentwandler) zurückgegriffen.

Das bedeutet, dass für militärische Kettenfahrzeuge das lastschaltbare Automatikgetriebe unbedingt vorzuziehen ist.

Die Verwendung von stufenlosen Drehmomentwandlern beschränkt sich eher auf den hydrodynamischen Drehmomentwandler im Automatikgetriebe.

Der Einsatz hydrostatischer Getriebe wird durch ihre erforderliche schwere Bauweise und ihren schlechten Wirkungsgrad eingeschränkt. Nur in leistungsverzweigten Getrieben integriert ist der Einsatz in leichten bis mittleren militärischen Kettenfahrzeugen denkbar. In Langsamläufern (Baustellenfahrzeuge) dagegen ist das hydrostatische Getriebe besonders in Verbindung mit hydraulischen Verbrauchern vorzuziehen.

Die stufenlosen Reibgetriebe sind nur zusammen mit leistungsverzweigten Getrieben in leichten Kettenfahrzeugen denkbar, wobei bisher aber keine Erfahrungen aus der Praxis vorliegen, auch nicht aus dem Nutzfahrzeugbau.

4.2 Beurteilung von Lenkgetrieben

Nachdem im Kapitel 2.3 die physikalischen Grundlagen für die Kurvenfahrt von Kettenfahrzeugen erarbeitet wurden, soll im Folgenden - bevor auf die Lenkgetriebe im Antriebstrang eingegangen wird - untersucht werden, welche Anforderungen die Erzeugung der Kurvenfahrt an notwendige Lenkorgane stellt. Die erarbeiteten Kriterien sollen gleichzeitig zur Beurteilung ausgeführter Lenkgetriebe von Kettenfahrzeugen dienen. Um die Aussagen so allgemein wie möglich zu halten, sollen die Untersuchungen losgelöst von Fahrzeugdaten geführt werden.

4.2.1 Erzeugung der Lenkübersetzung

4.2.1.1 Zusammenhang Kurvenradius – Lenkübersetzung - Fahrgeschwindigkeit

Die in Kapitel 2.3.1 definierte Lenkübersetzung i_L ist ein Maß für den zu fahrenden Kurvenradius:

$$R = \frac{s}{2} \cdot i_L . \quad 2/58a$$

Getriebeseitig muss die Lenkübersetzung durch unterschiedliche Drehzahlen bzw. Geschwindigkeiten der Kettentriebräder erzeugt werden. Es ergibt sich mit den Gleichungen 2/65 und 2/66

$$i_L = \frac{v_a + v_i}{v_a - v_i} = \frac{n_a + n_i}{n_a - n_i} .$$

Durch Einsetzen der Gleichung 2/65, 66 in 2/58a erhält man den Zusammenhang zwischen Kurvenradius und den dazu notwendigen Drehzahl- bzw. Geschwindigkeitsverhältnissen, die im Lenkgetriebe dafür erzeugt werden müssen,

$$R = \frac{s}{2} \cdot \frac{v_a + v_i}{v_a - v_i} = \frac{s}{2} \cdot \frac{n_a + n_i}{n_a - n_i} . \quad 4/15$$

Gleichzeitig ist durch die Gleichung 4/15 die Geschwindigkeit vorbestimmt, mit der der Kurvenradius durchfahren wird. Mit der Gleichung 2/62

$$v_m = \frac{v_a + v_i}{2}$$

folgt

$$v_m = \frac{R}{s} \cdot (v_a - v_i) . \quad 4/16$$

In dieser Betrachtung ist der Schlupf noch nicht berücksichtigt. Die Geschwindigkeiten bzw. Drehzahlen an den Ketten setzen sich aus einem Anteil für die Vorwärtsbewegung (Geradeausbewegung) zusammen, dem der Anteil für die Wendebewegung überlagert wird.

$$n_a = n_v + n_{wa} \quad \text{bzw.} \quad v_a = v_m + v_{wa} \quad 4/17$$

$$n_i = n_v - n_{wi} \quad \text{bzw.} \quad v_i = v_m - v_{wi} . \quad 4/18$$

Dabei gilt allgemein, dass die Beträge für die Wendebewegungen der äußeren bzw. inneren Kette verschieden groß sein können.

4.2.1.2 Symmetrische Lenkgetriebe

Die meisten westlichen militärischen Kettenfahrzeuge nutzen Lenkgetriebe, bei denen die Überlagerung der Wendedrehzahl außen bzw. innen betragsmäßig gleich groß ist. Bei diesen „symmetrischen Lenkgetrieben“ läuft der Antrieb für die Innenkette um so viel langsamer, wie die Außenkette schneller angetrieben wird.

$$n_{wa} = n_{wi} = n_w = \frac{n_a - n_i}{2} \quad \text{bzw.} \quad v_w = \frac{v_a - v_i}{2} . \quad 4/19$$

Dieses Prinzip wird bei allen Lenkgetrieben erreicht, bei denen beide Kettentriebräder durch ein Ausgleichsorgan verbunden sind. Abb. 4.20 soll dieses Prinzip im Unterschied zum asymmetrischen Getriebe verdeutlichen.

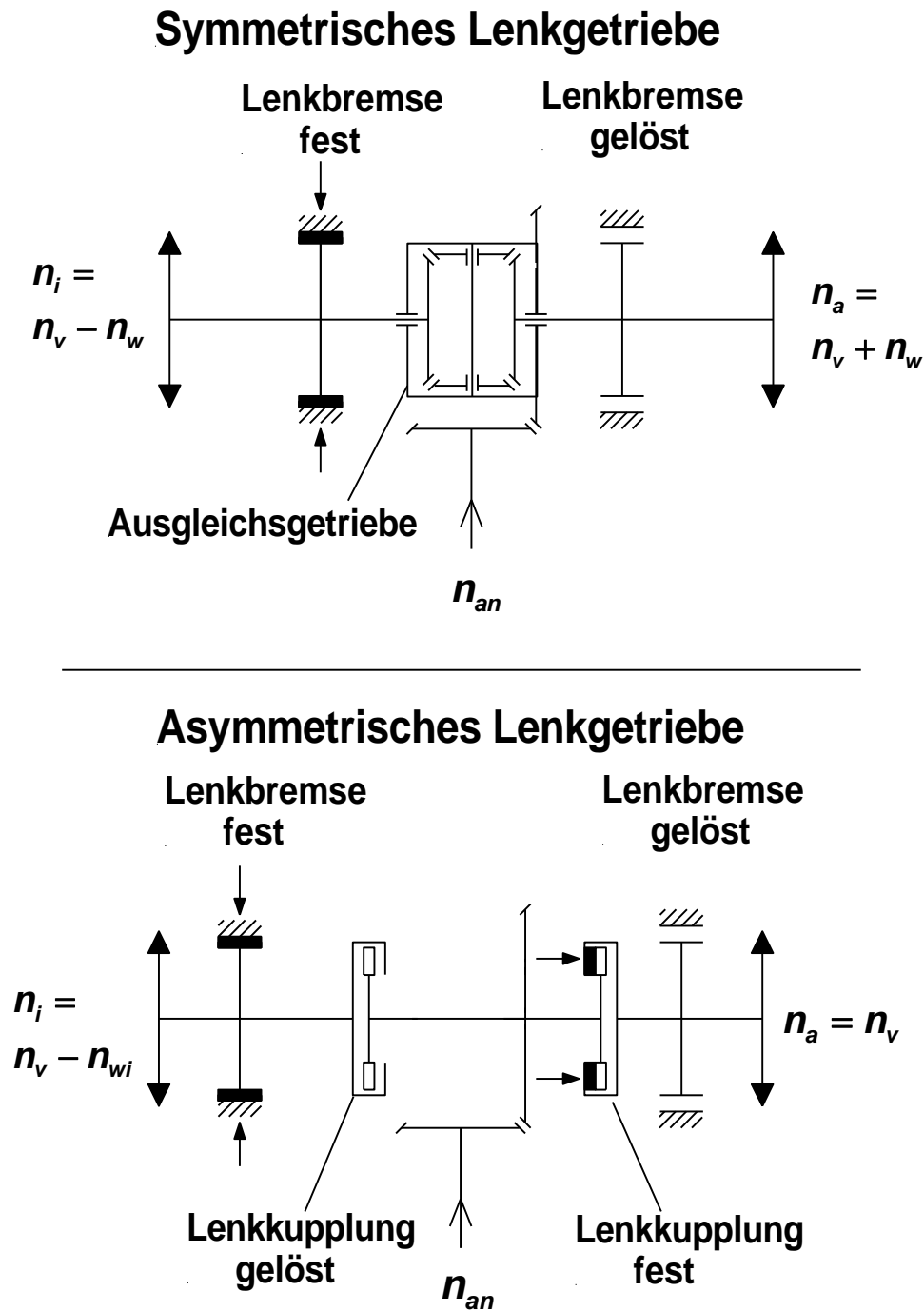


Abb. 4.20: Definition für das symmetrische und asymmetrische Lenkgetriebe

Die Gleichungen 4/17 bzw. 4/18 können damit geschrieben werden

$$n_a = n_v + n_w = \frac{n_a + n_i}{2} + \frac{n_a - n_i}{2} \quad 4/17a$$

$$n_i = n_v - n_w = \frac{n_a + n_i}{2} - \frac{n_a - n_i}{2} . \quad 4/18a$$

Durch Vergleich mit Gleichung 2/65, 66 kann für den Fall des symmetrischen Lenkgetriebes die Lenkübersetzung vereinfacht beschrieben werden mit

$$i_L = \frac{n_v}{n_w} . \quad 4/20$$

Die Vorwärts- bzw. Wendedrehzahlen stehen über die Getriebeübersetzungen in einem festen Zusammenhang zur Motordrehzahl

$$n_v = \frac{n_{mot}}{i_v} \quad 4/21$$

$$n_w = \frac{n_{mot}}{i_w} . \quad 4/22$$

Dabei ist i_v die Übersetzung des gesamten Antriebsstranges vom Motor bis zum Trieb-
rad, durch die drehzahlabhängig die Fahrgeschwindigkeit bei Geradeaus- und bei Kur-
venfahrt beeinflusst wird. Sie soll mit *Vorwärtsübersetzung* bezeichnet werden und
setzt sich aus dem Produkt der Einzelübersetzungen aller Kraftübertragungselemente
zusammen, mit Ausnahme der Elemente, die die Wendedrehzahl beeinflussen. Die
Vorwärtsübersetzung wird damit analog zum Radfahrzeug durch vorgegebene feste
Getriebeabstufungen, durch veränderliche Abstufungen im Schaltgetriebe und durch
die sich im eventuell vorhandenen hydrodynamischen Drehmomentwandler einstel-
lende Übersetzung gebildet:

$$i_v = i_{fest} \cdot i_{Schaltgetr.} = i_f \cdot i_{SG} . \quad 4/23$$

Die *Wendeübersetzung* i_w ist das Produkt aller festen Übersetzungen und der veränder-
lichen Übersetzungen im Lenkorgan. Die veränderlichen Übersetzungen können dabei
durch schaltbare formschlüssige Getriebeabstufungen oder aber durch ein Rutschen an
einer Bremse oder Kupplung erzeugt werden.

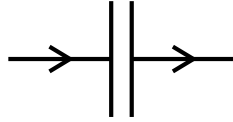
$$i_w = i_{wfest} \cdot i_{wrutschend} = i_{wf} \cdot i_{wr} . \quad 4/24$$

Einen Sonderfall stellen die noch zu behandelnden hydrostatischen Lenkgetriebe dar,
bei denen die Übersetzungen stufenlos erzeugt werden.

In i_{wf} sind alle formschlüssig geschalteten Wendeübersetzungen enthalten, während i_{wr}
die Übersetzung berücksichtigt, die durch Rutschen zustande kommt. Das Entstehen

der „Rutschübersetzung“ soll für die beiden grundsätzlichen Elemente eines Lenkgetriebes in Abb. 4.21 aufgezeigt werden.

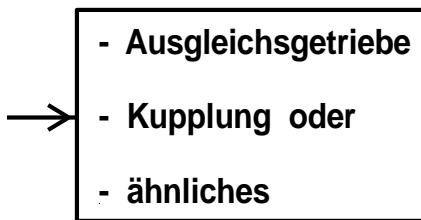
Lenkkupplung



$$n_{an} \geq n_{ab}$$

$$i_{wr} = \frac{n_{an}}{n_{ab}} \geq 1$$

Lenkbremse



ohne
Abbremsung:

mit
Abbremsung:

$$n_{ab}$$

$$n_{ab}^*$$

$$n_{ab} \geq n_{ab}^*$$

$$i_{wr} = \frac{n_{ab}}{n_{ab}^*} \geq 1$$

Abb. 4.21: Rutschübersetzung

In beiden Fällen wird die Übersetzung $i_{wr} = 1$, wenn die Elemente ohne Rutschen miteinander verbunden werden. Der Rutschzustand wird durch $i_{wr} > 1$ beschrieben. In diesem Fall wird ein Teil der aufgebrachten Leistung in Wärme umgewandelt, was einen Verlust darstellt. Unter Berücksichtigung der gemachten Definitionen kann die Lenkübersetzung durch Getriebedaten beschrieben werden:

$$i_L = \frac{i_w}{i_v} = \frac{i_{wf} \cdot i_{wr}}{i_v} \quad . \quad 4/25$$

In dieser Gleichung ist der Quotient aus i_{wf} und i_v für eine gewählte Übersetzung eine feste Größe, die als *feste Lenkübersetzung* i_{Lf} bezeichnet wird:

$$i_L = i_{Lf} \cdot i_{wr} \quad . \quad 4/26$$

Die feste Lenkübersetzung wird nach dem oben Gesagten durch die Zuordnung form-schlüssiger Abstufungen in den Kraftübertragungselementen für die Geradeaus- bzw.

Wendebewegung gebildet. Das Befahren eines Radius‘ entsprechend der festen Lenkübersetzung bedeutet, dass verlustarm gefahren wird, da ein Rutschen an einer Kupplung bzw. Bremse vermieden wird. Gleichzeitig bezeichnet die feste Lenkübersetzung den kleinstmöglichen Kurvenradius, da $i_{wr} = 1$ ist,

$$R_{min} = i_{Lf} \cdot \frac{s}{2} . \quad 4/27$$

Alle Kurvenradien, die größer als R_{min} sind, werden durch die Überlagerung der Rutschübersetzung, also durch Rutschen an Lenkkupplung oder -bremse erzeugt. Da dieser Vorgang verlustbehaftet ist, sollte der Radienbereich, der durch rutschende Lenkorgane erzeugt wird, möglichst eingeschränkt werden. Es müssten also mehrere feste Lenkübersetzungen im Getriebe gebildet werden können. Der Weg dahin ist bei einer Betrachtung der Gleichungen 4/25 und 4/26 ersichtlich.

Die feste Lenkübersetzung kann bei einer geeigneten Zuordnung der Vorwärts- und der Wendeelemente sowohl durch eine Veränderung der Vorwärtsübersetzung (z.B. im Schaltgetriebe) als auch der festen Wendeübersetzung beeinflusst werden.

4.2.2 Antriebsleistung, Verluste, Wirkungsgrade

Die an der Kupplung des Motors zur Verfügung gestellte Leistung kann nur teilweise zur Überwindung der äußeren Fahrwiderstände genutzt werden. Von der Antriebsleistung müssen zunächst überwunden werden:

- Getriebeverluste, einschließlich Verluste in den Lenkorganen
- Laufwerkswiderstände F_{wi}
- Schlupf zwischen Kette und Boden.

Ziel der folgenden Betrachtung soll sein, die Verluste im Antriebsstrang vom Motor bis zum Kettentriebrad bei Kurvenfahrt zu erfassen. Dabei ist es zweckmäßig, von der erforderlichen Antriebsleistung am Kettentriebrad auszugehen und daraus die notwendige Leistung des Motors zu berechnen.

4.2.2.1 Erforderliche Leistung am Kettentriebrad

Bei der Betrachtung für eine gleichmäßige Kurvenfahrt in der Ebene beträgt die physikalisch erforderliche Leistung an der Kette entsprechend Gleichung 2/94

$$P_T = F_G \cdot v_m \cdot \left(f_R + \frac{f_w \cdot \lambda}{2 \cdot i_L} \right) .$$

Diese Gleichung gilt unabhängig von der Bauart des Lenkgetriebes im praktisch vorkommenden Radienbereich $s/2 \leq R \leq R_K$, d.h. vom „Wenden um eine Kette“ bis zur Geradeausfahrt.

Die so berechnete Abtriebsleistung enthält die in Kapitel 2.3.1 getroffenen Vereinfachungen und berücksichtigt definitionsgemäß den Laufwerkswiderstand im Rollwiderstandsbeiwert. Die am Triebad erforderliche Gesamtleistung unterscheidet sich gegenüber der Kettenabtriebsleistung um die Schlupfverluste (vergl. Kapitel 2.3.7.6).

$$P_T = P_{ab} + V_S . \quad 2/149$$

Diese oben diskutierten Schlupfverluste sollen hier aus Gründen der Übersichtlichkeit nicht berücksichtigt werden, so dass am Triebad nur die physikalisch notwendige Leistung zu erzeugen wäre. Durch diese Vereinfachung werden die nachfolgenden Überlegungen nicht verfälscht.

4.2.2.2 Getriebe- und Lenkverluste

Die Verluste in den Kraftübertragungselementen lassen sich in drei Gruppen zusammenfassen (Abb. 4.22):

- Wandlerverluste
- Triebwerksverluste
- Lenkverluste.

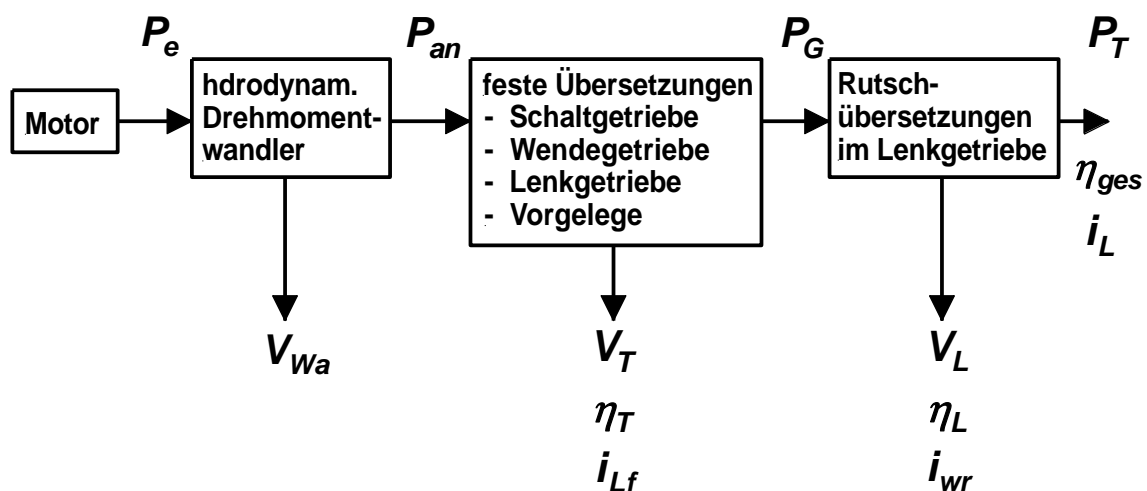


Abb. 4.22: Leistungsfluss in Kettenfahrzeugen, Definitionen

Die *Wandlerverluste* V_{wa} , damit der Wandlerwirkungsgrad, werden durch die Bauart des hydrodynamischen Drehmomentwandlers und den Betriebspunkt, d.h. durch den Drehzahlschlupf bzw. das aufgenommene Drehmoment bestimmt. Die Kennlinien eines Trilokwandlers sind prinzipiell in Abb. 4.11 dargestellt.

Die *Triebwerksverluste* (Triebwerkverlustleistung V_T) werden durch alle festen Übersetzungen und Lagerstellen beeinflusst, erfassen also Lagerreibung, Zahnreibung und hydraulische Verluste. Die Größe dieser Verluste ist damit abhängig von der Bauart der Getriebe, insbesondere von der Anzahl der Zahneingriffe, von der Belastung, der Drehzahl und der Arbeitstemperatur. Bei Planetengetrieben werden die Verluste zusätzlich noch vom Drehzahlverhältnis der beiden Mittelradwellen (Sonnen-, Außenrad), also auch von der Leistungsflussrichtung, damit von der Lenkübersetzung beeinflusst. Die Annahme konstanter Triebwerksverluste kann daher in einer Rechnung nur näherungsweise richtige Ergebnisse liefern.

Die *Lenkverluste* (Lenkverlustleistung V_L) bezeichnen die Leistungsanteile, die an der rutschenden Lenkbremse oder Lenkkupplung in Wärme übergeführt werden müssen. Die analytische Erfassung der Lenkverluste ergibt sich (näherungsweise) aus folgender Überlegung:

$$V_L = P_G - V_T . \quad 4/28$$

Für den Kurvenradius, der mit fester Lenkübersetzung gefahren werden kann, sind die Lenkverluste definitionsgemäß gleich Null. Mit der Gleichung 2/94 folgt für diesen Fahrzustand

$$P_G = F_G \cdot v_m \cdot \left(f_R + \frac{f_w \cdot \lambda}{2 \cdot i_{Lf}} \right) = P_T . \quad 4/29$$

Die so berechnete Leistung stellt bei konstanter Geschwindigkeit und vorgegebener fester Lenkübersetzung im gesamten Radienbereich den größten Wert dar, da die feste Lenkübersetzung den kleinstmöglichen, fahrbaren Radius beschreibt. Wird nun der Kurvenradius vergrößert, so verringert sich bei konstanter Geschwindigkeit der Leistungsbedarf am Triebad. Da der neue Fahrzustand aber durch ein Rutschen am Lenkorgan erreicht wird, entsteht dort eine mit zunehmender Differenzdrehzahl wachsende Lenkverlustleistung. Das bedeutet, dass sich der Leistungsbedarf am Eingang zum Lenkorgan nicht entsprechend der erforderlichen Triebadleistung verringert. Ausgehend davon, dass sich Leistung aus Drehmoment x Drehzahl zusammensetzt, wird der Drehmomentbedarf auf Grund des fallenden Wendewiderstandes zwar kleiner, die am Eingang des Lenkorgans anzubietende Drehzahl wird aber bei konstanter Geschwindigkeit durch den Fahrzustand mit fester Lenkübersetzung bestimmt. Unter

Berücksichtigung des formalen Aufbaus der Leistungsgleichung (siehe auch Gleichungen für P_a , P_i , P_{ab} 2/89, 2/90, 2/94) folgt:

$$P_G(i_L) = F_G \cdot v_m \cdot \left(f_R + \frac{f_w(i_L) \cdot \lambda}{2 \cdot i_{Lf}} \right). \quad 4/30$$

Entsprechend Gleichung 4/28 wird die Lenkverlustleistung:

$$V_L = F_G \cdot v_m \cdot \frac{f_w(i_L) \cdot \lambda}{2} \cdot \left(\frac{1}{i_{Lf}} - \frac{1}{i_L} \right). \quad 4/31$$

Bei der Betrachtung von ausgeführten Lenkgetrieben ist zu beachten, dass der Leistungsfluss je nach Getriebebauart von den im Blockschaltbild (Abb. 4.22) dargestellten Verhältnissen abweicht. So treten in der dargestellten Flussrichtung auch hinter den Rutschübersetzungen Triebwerksverluste durch Reibung in Stand- oder Umlaufgetrieben auf. Je nach Leistungsflussrichtung beeinflussen deren Wirkungsgrade auch die Lenkverluste.

Die Gleichung zu ihrer analytischen Erfassung muss damit diese Anteile des Triebwerkswirkungsgrads enthalten und immer dann in Abhängigkeit der Lenkübersetzung geändert werden, wenn sich die Leistungsflussrichtung umkehrt.

Nach [15] hat die Gleichung für die Lenkverluste bei allen praktisch vorkommenden, symmetrischen Lenkgetrieben die Form

$$V_L = \frac{F_G \cdot v_m}{2} \cdot \left[C_1 \cdot \left(f_R + \frac{f_w \cdot \lambda}{2} \right) - C_2 \cdot \left(f_R - \frac{f_w \cdot \lambda}{2} \right) \right] \cdot \left(\frac{1}{i_{Lf}} - \frac{1}{i_L} \right). \quad 4/32$$

Darin sind C_1 und C_2 Koeffizienten, die nur aus Wirkungsgradfaktoren bestehen und den untersuchten Getrieben eigentümlich sind.

Für den hauptsächlichen Kurvenfahrbereich unterscheiden sich die Koeffizienten für die in [15] untersuchten Getriebe wenig von 1.

Lässt man daher die Wirkungsgradfaktoren in Gleichung 4/32 unberücksichtigt, so erhält man die anschauliche Form der Gleichung 4/31, die damit von der Aussage her auf alle symmetrischen Lenkgetriebe anwendbar ist und als Zahlenergebnisse gute Näherungswerte liefert.

Mit Hilfe dieser Gleichung zeigt sich deutlich, dass der Leistungsverlust am rutschenden Lenkorgan nur von einer Getriebeckenngroße, nämlich der festen Lenkübersetzung i_{Lf} abhängt. Die Lenkverlustleistung ist klein zu halten bzw. wird vermieden, wenn i_{Lf} in mehreren Stufen oder sogar stufenlos an die dem gewünschten Kurvenradius entsprechende Lenkübersetzung angeglichen wird.

4.2.2.3 Wirkungsgrade

Die in Kapitel 4.2.2.2 definierten Verlustleistungen hängen von der Größe der installierten Motorleistung ab. Eine anschauliche Aussage über die prozentualen Verluste liefern Wirkungsgrade. Analog zu den in Kapitel 4.2.2.2 behandelten Verlusten und mit den Bezeichnungen in Abb. 4.22 sind zu definieren:

- Wandlerwirkungsgrad

$$\eta_{Wa} = \frac{P_{an}}{P_e} . \quad 4/33$$

Der Verlauf von η_{Wa} ist für einen Trilok-Wandler in Abb. 4.11 dargestellt.

- Triebwerkwirkungsgrad

$$\eta_T = \frac{P_G}{P_{an}} = \frac{P_{an} - V_T}{P_{an}} = 1 - \frac{V_T}{P_{an}} . \quad 4/34$$

In die Gleichung 4/34 ist bei Fahrzeugen ohne hydrodynamischen Drehmomentwandler statt der Antriebsleistung P_{an} die Motorleistung P_e einzusetzen.

- Lenkwirkungsgrad

$$\eta_L = \frac{P_T}{P_G} = \frac{P_G - V_L}{P_G} = 1 - \frac{V_L}{P_G} \quad 4/35$$

oder

$$\eta_L = \frac{P_T}{P_G} = \frac{F_G \cdot v_m \cdot \left(f_R + \frac{f_W \cdot \lambda}{2 \cdot i_L} \right)}{F_G \cdot v_m \cdot \left(f_R + \frac{f_W \cdot \lambda}{2 \cdot i_{Lf}} \right)} = \frac{f_R + \frac{f_W \cdot \lambda}{2 \cdot i_L}}{f_R + \frac{f_W \cdot \lambda}{2 \cdot i_{Lf}}} . \quad 4/36$$

- Gesamtwirkungsgrad

Weiterhin lässt sich als Produkt der Teilwirkungsgrade der Gesamtwirkungsgrad definieren:

$$\eta_{ges} = \frac{P_T}{P_e} = \eta_{Wa} \cdot \eta_T \cdot \eta_L . \quad 4/37$$

Da in den nachfolgenden Grundsatzuntersuchungen Einflüsse auf den Wirkungsgrad des Lenkgetriebes diskutiert werden sollen, wird der Wandlerwirkungsgrad aus Gründen der Übersichtlichkeit gleich 1 gesetzt, d.h. die Eingangsleistung soll der Motorleistung entsprechen.

4.2.3 Leistungsbilanz

Aus den Gleichungen 4/32 bzw. 4/36 ist der Einfluss der festen Lenkübersetzung auf die Lenkverlustleistung bzw. den Lenkwirkungsgrad zu entnehmen. Die Bedeutung von i_{Lf} soll im Folgenden durch ein Berechnungsbeispiel belegt werden.

4.2.3.1 Leistungsfluss in Abhängigkeit von der festen Lenkübersetzung

Am Beispiel eines ausgewählten Fahrzustandes auf einem Kurvenradius entsprechend $i_L = 30$ soll durch Anwendung der Gleichungen 4/34 bis 4/37 der Einfluss der festen Lenkübersetzung auf die Wirkungsgrade gezeigt werden. Das Ergebnis ist in Abb. 4.23 für die dort angegebenen Parameter dargestellt. Die Leistungsanteile sind dabei auf die Eingangsleistung bezogen.

Soll der gewählte Fahrzustand ausgehend von einer festen Lenkübersetzung $i_{Lf} = 1$ erreicht werden, so können am Triebrad bei den gewählten Daten nur 11 % der installierten Leistung zur Überwindung der Fahrwiderstände genutzt werden. Mehr als zwei Drittel der Leistung gehen an der kurveninneren Lenkbremse durch Rutschen verloren, davon rund 40% unmittelbar vom Antrieb her. Der schlechte Lenkwirkungsgrad bedeutet gleichzeitig eine große Belastung der Lenkorgane und der Kühlanlage, da die in Wärme verwandelte Verlustleistung abgeführt werden muss.

Bei Verwirklichung des gleichen Fahrzustandes mit einer festen Lenkübersetzung $i_{Lf} = 3$ steigt der Gesamtwirkungsgrad im Beispiel auf 27 %. Dennoch muss das Ergebnis unbefriedigend sein, da immer noch mehr als die Hälfte der Eingangsleistung am rutschenden Lenkorgan vernichtet wird. Allerdings besteht ein entscheidender Unterschied zum vorherigen Zustand. Während dort ein Teil der Antriebsleistung unmittelbar abgebremst wurde, werden hier nur rund zwei Drittel der am kurveninneren Triebrad in das Getriebe fließenden Leistung vernichtet, wobei das restliche Drittel zirkulierend zum äußeren Triebrad fließt (vergl. zirkulierende Blindleistung Kapitel 2.3.4.3). Dadurch kann an manchen Stellen im Getriebe eine größere Leistung als die Antriebsleistung wirken (bis zum 2-fachen der Motorleistung und mehr).

Hieraus folgt wiederum, dass die mechanischen Reibungsverluste dieser Getriebeteile absolut wachsen werden und damit auch die Triebwerksverluste. Der Triebwerkswirkungsgrad, bei dem die Verluste auf die reine Antriebsleistung bezogen werden, muss folglich kleiner werden. Man sieht aus dieser Betrachtung, dass eine Vergleichsberechnung mit konstantem Triebwerkswirkungsgrad Ergebnisse nur näherungsweise

liefert. Die Aussagen über den Einfluss der festen Lenkübersetzung auf den Lenkwirkungsgrad werden dadurch aber nicht verfälscht.

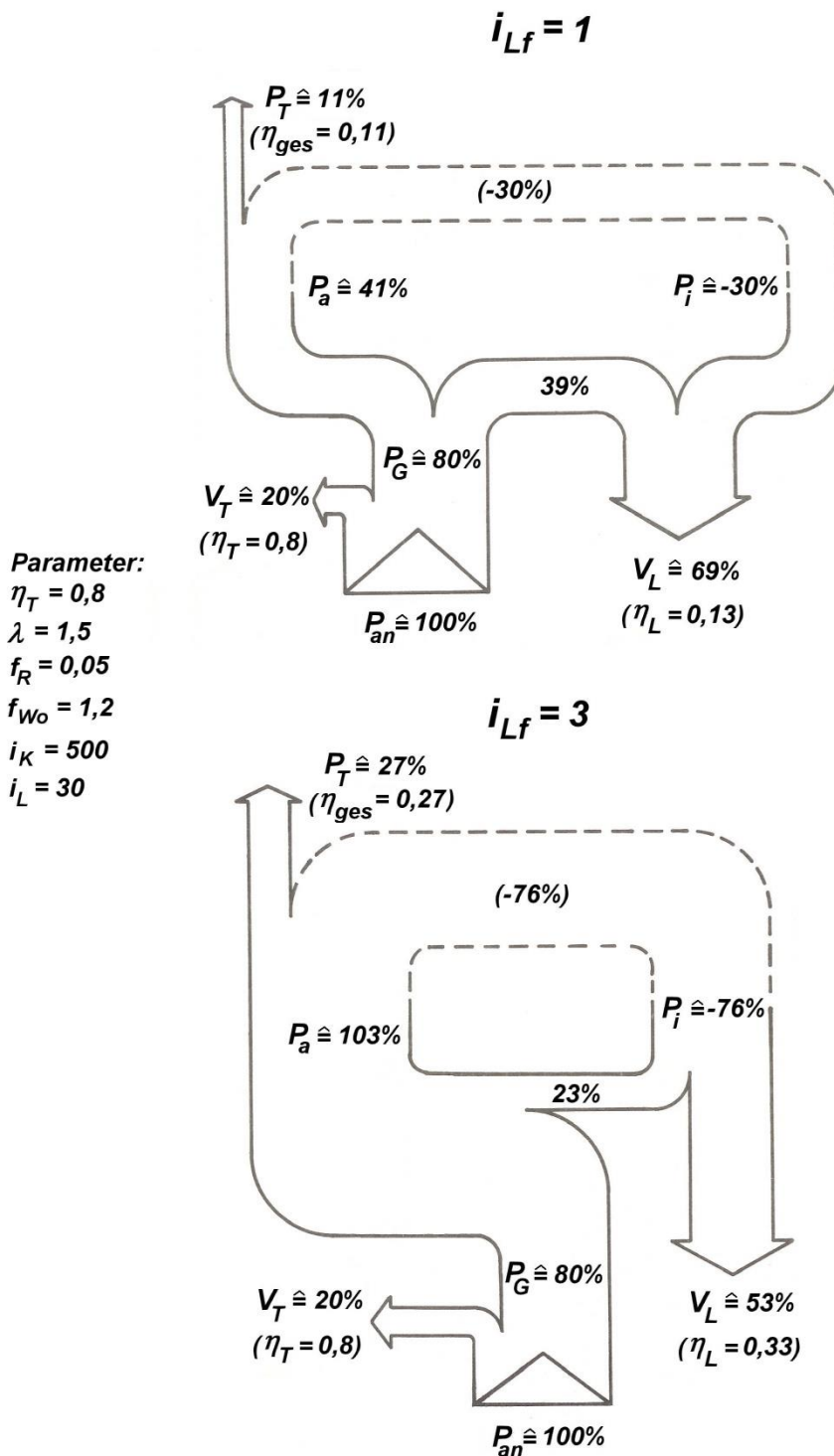


Abb. 4.23: Leistungsfluss für Kurvenfahrt

Weiterhin ist zu beachten, dass mit einem Lenkgetriebe, das nur eine feste Lenkübersetzung $i_{Lf} = 3$ herstellen kann, nur ein um das Dreifache größerer Mindestkurvenradi-

us gegenüber dem Lenkgetriebe mit $i_{Lf} = 1$ gefahren werden kann. Im Falle einer Spurweite von 3 Metern beträgt der theoretische Mindestradius (bezogen auf den Fahrzeugschwerpunkt) 4,5 Meter.

An diesem Beispiel ist darüber hinaus zu erkennen, dass eine *regenerative Lenkung* mit der Möglichkeit der Nutzung der zirkulierenden Blindleistung für den Vortrieb an der kurvenäußeren Kette von Vorteil ist. Ohne diese Möglichkeit müsste bei gleicher Fahrsituation sonst vom Antrieb eine entsprechend größere Leistung zur Verfügung gestellt werden.

4.2.3.2 Leistungsbilanz als Funktion des Kurvenradius

Das vorher betrachtete Beispiel behandelt nur einen ausgewählten Fahrzustand aus dem Bereich der fahrbaren Kurvenradien. Die Leistungsbilanz für alle im fahrbaren Bereich liegenden Zustände ermöglicht eine vollständige Beurteilung des Gesamtwirkungsgrades in Abhängigkeit von der im Lenkgetriebe vorgegebenen festen Lenkübersetzung. Das Ergebnis ist in Abb. 4.24 wieder für die beiden festen Lenkübersetzungen $i_{Lf} = 1$ und 3 dargestellt, wobei der Zustand $i_L = i_K = 500$ der Geradeausfahrt gleichgesetzt ist. Die Leistung am Triebad ist bei Berücksichtigung der angenommenen Schlupffreiheit entsprechend der Gleichung 2/96

$$P_T = P_R + P_W$$

in die Anteile für die Vortriebs- und die Wendebewegung aufgeteilt worden.

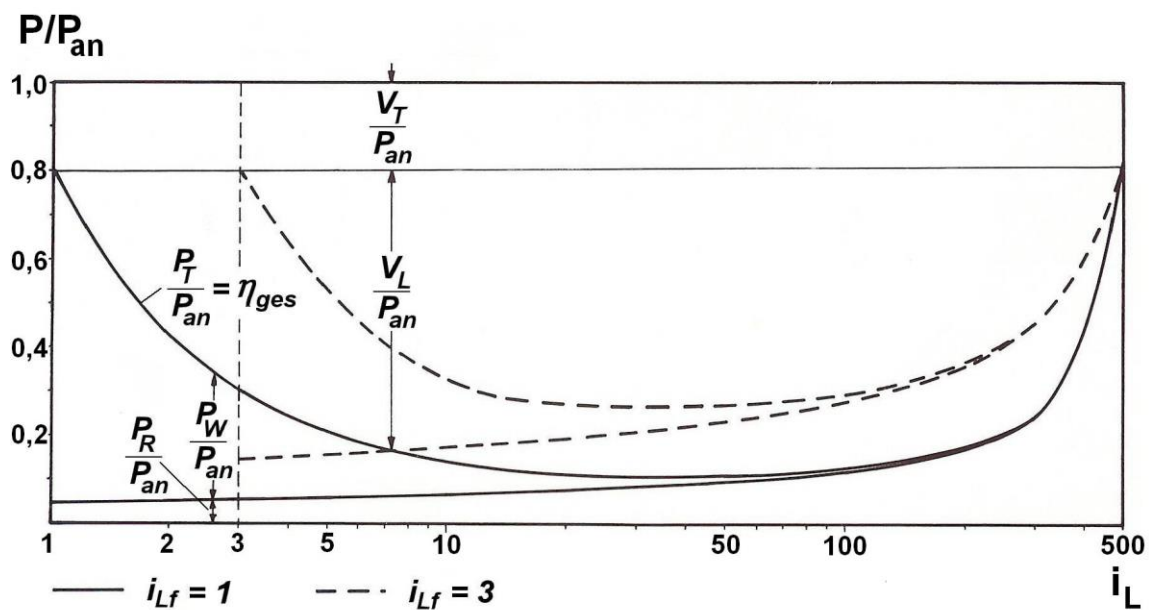


Abb. 4.24: Leistungsbilanz

Die Lenkverluste haben ihr Maximum in einem weiten Kurvenbereich ($i_L = 10$ bis 100). Damit ist im häufig befahrenen Kurvenbereich der Gesamtwirkungsgrad minimal.

Obwohl im Bereich $i_L > 50$ die Wendewiderstandsleistung unbedeutend ist, sinkt auch hier, besonders bei der Lenkgetriebekonfiguration $i_{Lf} = 1$ der Wirkungsgrad stark ab. Also sind auch schon bei kleinen Lenkkorrekturen auf der Straße hohe Lenkverlustleistungen hinzunehmen.

Abb. 4.25 ist eine Fortführung von Abb. 4.24, indem zusätzliche feste Lenkübersetzungen eingefügt werden. Daraus ist zu entnehmen:

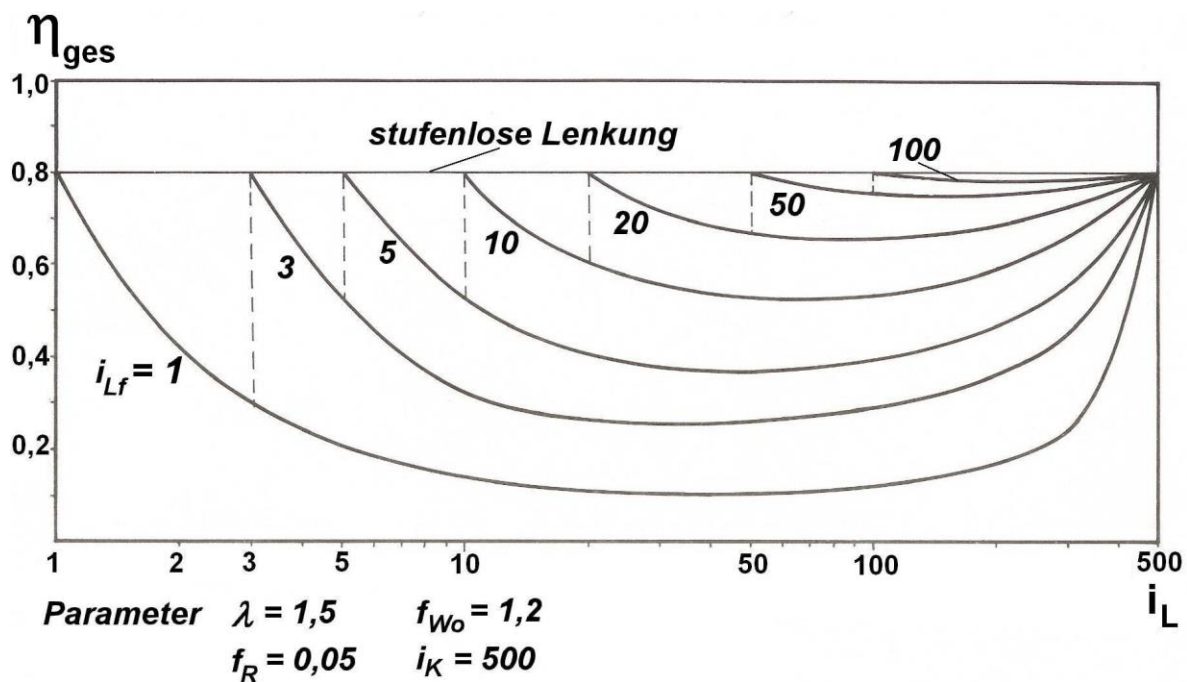


Abb. 4.25: Leistungsbilanz

- Der Gesamtwirkungsgrad auf einem vorgegebenen Kurvenradius ist umso besser, je größer die vom Lenkgetriebe angebotene feste Lenkübersetzung ist.
- Die feste Lenkübersetzung ist ein Maß für den fahrbaren Mindestkurvenradius.
- Ein Kettenfahrzeug hoher Beweglichkeit (kleine Kurvenradien müssen bei hohem Gesamtwirkungsgrad befahren werden können) benötigt man ein Lenkgetriebe mit mehreren festen Lenkübersetzungen.
- Ausgehend von der Geradeausfahrt wird mit der jeweils größten festen Stufe gefahren. Beim Erreichen des dadurch gegebenen Mindestkurvenradius wird

auf die nächstniedere feste Lenkübersetzung umgeschaltet. Der Gesamtwirkungsgrad verläuft dabei auf einer Sägezahnlinie.

- Würden die Zwischenräume durch weitere unendlich viele feste Lenkübersetzungen ausgefüllt, so ergäbe sich im Grenzfall die Kurve für die stufenlose Lenkung, bei der jede Lenkübersetzung eine feste darstellt und für die die Lenkverluste definitionsgemäß gleich Null sind und der Lenkwirkungsgrad entsprechend gleich 1 ist.

Dabei sind folgende Einschränkungen zu beachten:

- Die technische Verwirklichung von Lenkgetrieben mit mehreren festen Lenkübersetzungen kann zu komplizierten Einheiten führen, deren Bauaufwand bezogen auf das Fahrzeug erheblich zu groß wird.
- Der Triebwerkwirkungsgrad η_T kann nach dem oben Gesagten infolge einer größeren Anzahl von Reibpartnern wegen des größeren Bauaufwands, durch schlechte Einzelwirkungsgrade notwendiger Bauteile und infolge höherer Reibbelastung wegen der größeren zirkulierenden Leistung so schlecht werden, dass die gewünschte Verbesserung des Gesamtwirkungsgrades zum großen Teil aufgehoben wird, obwohl die Lenkverluste deutlich gesenkt wurden

4.2.3.3 Fahrgeschwindigkeit in der Kurve

Die am Triebrad verbleibende Leistung P_T steht zur Überwindung der Fahrwiderstände zur Verfügung. Dabei ist die Vortriebsleistung ein Maß für die theoretisch gefahrene Geschwindigkeit. Aus Abb. 4.24 ist zu entnehmen, dass die verfügbare Vortriebsleistung in der Kurve wesentlich von der eingestellten festen Lenkübersetzung und dabei bei größeren Radien von den Lenkverlusten, bei kleineren Radien von den Wendewiderständen beeinflusst wird.

Eine analytische Beziehung für die theoretisch erreichbare Geschwindigkeit erhält man durch Umformen von Gleichung 4/30:

$$v_m(i_L) = \frac{P_{an} \cdot \eta_T}{F_G \cdot \left(f_R + \frac{f_w(i_L) \cdot \lambda}{2 \cdot i_{Lf}} \right)} \quad 4/38$$

Mit Hilfe dieser Gleichung sind bei vorgegebenen Fahrzeug- und Geländedaten zwei Betrachtungen möglich:

1. Konstante feste Lenkübersetzung:
Die Geschwindigkeit wächst

- mit größer werdendem Kurvenradius, da dann der Wendewiderstand abnimmt.
- in „leichterem Gelände“, da Roll- und Wendewiderstand bei gleichem Kurvenradius abnehmen.

2. Konstanter Kurvenradius:

Die fahrbare Geschwindigkeit wird umso höher, je größer die feste Lenkübersetzung ist.

Diese Ergebnisse werden anschaulich verdeutlicht, wenn die Geschwindigkeit in der Kurve bei unveränderten Fahrzeugdaten auf die bei Geradeausfahrt mögliche Geschwindigkeit bezogen wird.

Bei Geradeausfahrt ist der Wendewiderstandsbeiwert f_w definitionsgemäß Null. Die Gleichung 4/38 wird vereinfacht:

$$v_{mG} = v_m(i_L \geq i_K) = \frac{P_{an} \cdot \eta_T}{F_G \cdot f_R} \quad 4/39$$

Damit erhält man das Geschwindigkeitsverhältnis

$$\frac{v_m(i_L)}{v_{mG}} = \frac{f_R}{f_R + \frac{f_w \cdot \lambda}{2 \cdot i_{Lf}}} \quad 4/40$$

Die Auswertung dieser Gleichung ist in Abb. 4.26 durchgeführt. Wird der gesamte Kurvenbereich mit kleinen festen Lenkübersetzungen gefahren, so muss schon bei kleinen Abweichungen von der Geradeausfahrt, also auch bei Kurskorrekturen auf der Straße, ein deutlicher Geschwindigkeitsabfall hingenommen werden. Die Beweglichkeit wird damit infolge der hohen Lenkverluste sehr beeinträchtigt, es sei denn, dass der wesentlich erhöhte Leistungsbedarf durch eine Motorleistungsreserve ausgeglichen werden kann (es muss hier betont werden, dass die Kurven in Abb. 4.26 bei *konstanter* Eingangsleistung ermittelt wurden). Große feste Lenkübersetzungen ermöglichen bei gleichem Radius eine größere Fahrgeschwindigkeit, begrenzen aber wiederum den fahrbaren Kurvenbereich durch den Mindestradius.

Die Forderung hieraus ist wieder die nach Lenkgetrieben mit mehreren festen Lenkübersetzungen. Für das Abfallen der Kurven im unteren Radienbereich ist die Zunahme des Wendewiderstandes verantwortlich. Dies wird besonders deutlich an der Kurve für die stufenlose Lenkung, die sich dann ergibt, wenn jeder Kurvenradius durch eine feste Lenkübersetzung hergestellt wird. Diese Kurve wird durch die gewählten Parameter bestimmt, d.h., dass auch bei einem Lenkgetriebe mit stufenloser Lenkung die erreichbare Geschwindigkeit mit zunehmender Lenkunwilligkeit des Fahrzeugs und Schwierigkeit des Geländes abnimmt.

Das bei der Betrachtung der Leistungsbilanz über den Triebwerkwirkungsgrad η_T Gesagte gilt hier ebenfalls sinngemäß.

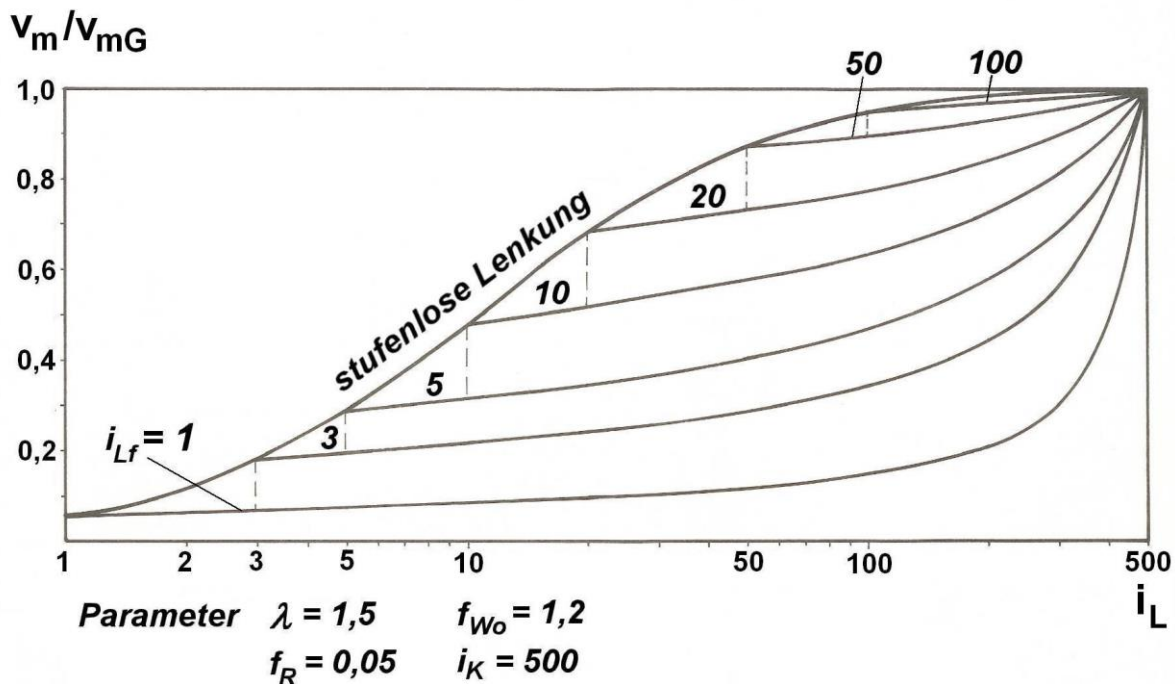


Abb. 4.26: Fahrgeschwindigkeit in der Kurve

4.2.4 Exaktes Lenken

Der Kurvenradius wird bei Kettenfahrzeugen durch den Fahrer über die Lenkübersetzung

$$i_L = \frac{i_w}{i_v} = \frac{i_{wf} \cdot i_{wr}}{i_v}$$

4/25

eingestellt. Aus Gründen des Fahrkomforts, vor allem aber aus denen der Verkehrssicherheit muss von einem Lenkantrieb gefordert werden, dass der Kurvenradius unabhängig vom Fahrwiderstand konstant bleibt (abgesehen vom Seitenschlupf), wenn die Bedienelemente unverändert gehalten werden. Dies ist jedoch nur möglich, wenn sich aufgrund geänderten Fahrwiderstands oder anderer außerhalb des Lenkorgans erfolgende Änderungen keine der obigen Größen bzw. ihr Verhältnis ändert. Eine fahrwiderstandsbedingte Übersetzungsänderung kann durch folgende Bauelemente erfolgen:

- Ausgleichsgetriebe
- Lenkkupplungen
- Lenkbremsen

- hydrodynamische Drehmomentwandler oder Kupplungen
- hydrodynamische Lenkorgane.

Je nach Kombination und Anordnung der einzelnen Baugruppen kann sich eine Änderung der Lenkübersetzung ergeben. Folgende Fahrzustände können daraus resultieren:

- Das Fahrzeug ändert den Kurs bei unterschiedlichem Fahrwiderstand links und rechts und weicht zur Seite des größeren Fahrwiderstandes aus, z.B. Ausbrechen bei einseitigem Abrutschen oder Ausweichen von einer festen Fahrbahn auf die Bankette.
- Das Fahrzeug verändert seinen Kurvenradius durch „Gasgeben“ bzw. „-wegnehmen“. Dabei ist der Zustand gefährlich, bei dem der Kurvenradius durch „Gaswegnehmen“ vergrößert wird. Hierdurch wird die Fahrsituation verschlechtert, wenn in Gefahren und Engstellen das Fahrzeug anders reagiert als man es von Radfahrzeugen gewohnt ist.

4.2.5 Weitere Beurteilungspunkte

Die bisher erarbeiteten Gesichtspunkte fallen unter das Kapitel der Fahrmechanik. Je nach Verwendungszweck bestehen daneben weitere Beurteilungskriterien. Für ein militärisches Kettenfahrzeug können dies sein:

- Bedienbarkeit, verbunden mit Ausbildungsaufwand:
Vor allem bei einer Wehrpflichtarmee mit kurzen Wehrdienstzeiten ist dies aus Gründen des Auftrags und der Verkehrssicherheit ein schwerwiegender Gesichtspunkt;
- Lebensdauer;
- Wartungsmöglichkeit und –aufwand;
- Instandsetzungsaufwand, Einrichtungen und Personal;
- Raumbedarf und Gewicht;
- Kosten.

Eine Maximierung aller dieser Forderungen einschließlich der fahrmechanischen Gesichtspunkte wird nicht möglich sein. Daher ist bei der Erstellung einer Gesamtbeurteilung eine Gewichtung der Einzelkriterien erforderlich, die von der Struktur der jeweiligen Armee und den Einsatzverhältnissen des Fahrzeugs beeinflusst werden wird.

Die nachfolgende Beurteilung ausgeführter Lenkantriebe wird sich hauptsächlich auf die fahrmechanischen Eigenschaften beschränken.

4.2.6 Einteilung der Lenkgetriebe

Lenkgetriebe sind im Kraftfluss des Kettenfahrzeugs entsprechend der Darstellung in Abb. 3.1 angeordnet und dabei entweder als getrenntes Bauteil oder, wie beim Überlagerungs-Lenkgetriebe, im Zusammenhang mit dem Schaltgetriebe zu betrachten.

Die bisher in Kettenfahrzeugen verwendeten Lenkgetriebe können vom Prinzip her mit wenigen Ausnahmen in eine Übersicht eingeordnet werden, die in Abb. 4.27a bis c dargestellt ist. Dabei weichen die tatsächlichen Konstruktionen bei den zugeordneten Beispielen teilweise von der hier gewählten Darstellung ab. Das Prinzip des Kraftflusses ist aber ähnlich.

Hiernach können zunächst asymmetrische und symmetrische Lenkgetriebe unterschieden werden. Das kennzeichnende Unterscheidungskriterium ist im Kapitel 4.2.1.2 erarbeitet worden. In den Prinzipdarstellungen für die asymmetrischen Lenkgetriebe fehlt damit das in der Legende zu Abb. 4.27a mit der Ziffer 37 bezeichnete Getriebeelement (Ausgleichselement).

Eine weitere Unterteilung ist bei den asymmetrischen Lenkgetrieben in die Gruppe der

- Kupplungs-Brems-Lenkgetriebe
- Umlauf-Lenkgetriebe und darauf aufbauend
- Überlagerungs-Lenkgetriebe

möglich.

Bei den symmetrischen Lenkgetrieben kann die erheblich größere Typenvielfalt in den Gruppen der

- Ausgleichs-Lenkgetriebe
- Überlagerungs-Lenkgetriebe

zusammengefasst werden.

Dabei ist bei den Überlagerungs-Lenkgetrieben weiterhin eine Unterscheidung zwischen den Getriebegruppen durchzuführen, bei denen (wie noch zu zeigen sein wird),

1. nur diskrete Kurvenradien mit fest geschalteten Getriebeelementen gefahren werden können, während die Zwischenradien durch verlustbehaftetes Rutschen eines Lenkorgans erreicht werden müssen (Radien-Überlagerungsgetriebe) und
2. der gesamte Kurvenbereich von der Geradeausfahrt bis zum minimalen Kurvenradius stufenlos, d.h. ohne die in Kapitel 4.2.2.2 definierten Lenkverluste abgedeckt werden kann (Stufenlose Überlagerungs-Lenkgetriebe).

Innerhalb dieser Gruppen, die wegen ihrer Verwendung in modernen Kampfpanzern einen Schwerpunkt der folgenden Betrachtungen bilden werden, lassen sich nach dem Durchführungsprinzip weitere Unterscheidungen bilden.

Entsprechend kann die Gruppe der Ausgleichs-Lenkgetriebe in

- Stirnrad-Differenziale
- Kegelrad-Differenziale

untergliedert werden. Ferner wird das aus dem Radkraftfahrzeugbau abgeleitete Einfach-Lenkdiffenzial hinsichtlich des Wirkungsgradverhaltens von den Mehrfach-Lenkdiffenzialen zu unterscheiden sein.

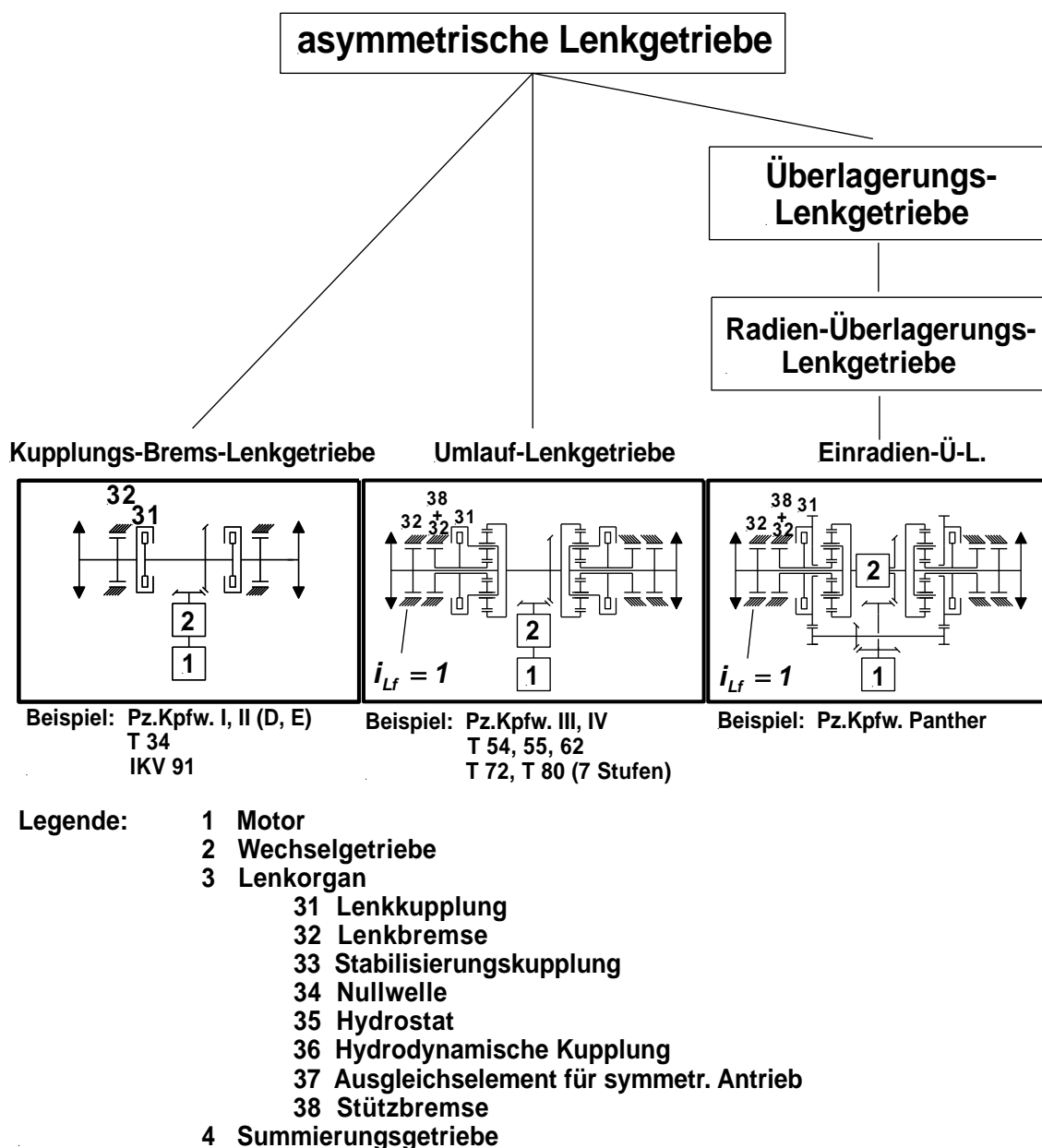
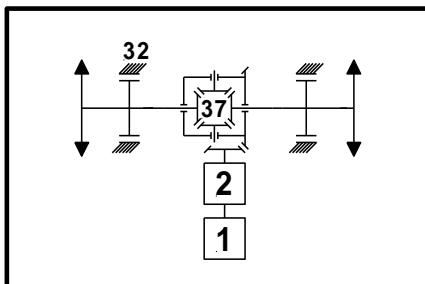


Abb. 4.27a: Einteilung der asymmetrischen Lenkgetriebe (Prinzipskizzen)

symmetrische Lenkgetriebe

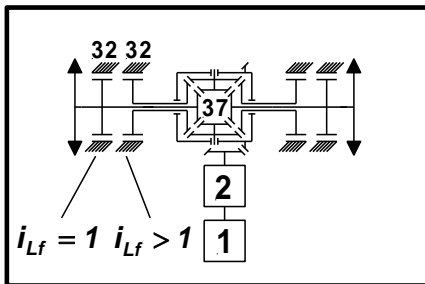
Ausgleichs - Lenkgetriebe

Einfach-Lenkdiffenzial

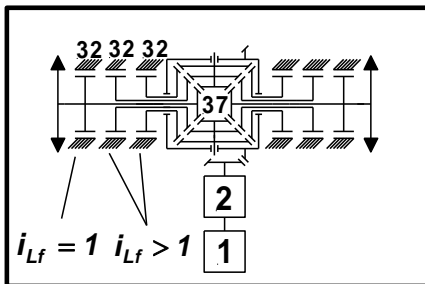
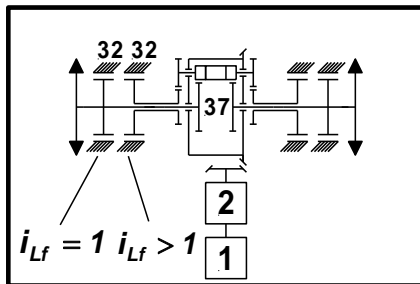


Mehrfach-Lenkdiffenzial

Kegelrad



Stirnrad



Beispiel: KPz AMX 30
 SPz (lang) HS 30
 MTW M113
 WaTrg Wiesel 1

Abb. 4.27b: Einteilung der symmetrischen Lenkgetriebe, Ausgleichs-Lenkgetriebe (Prinzipskizzen)

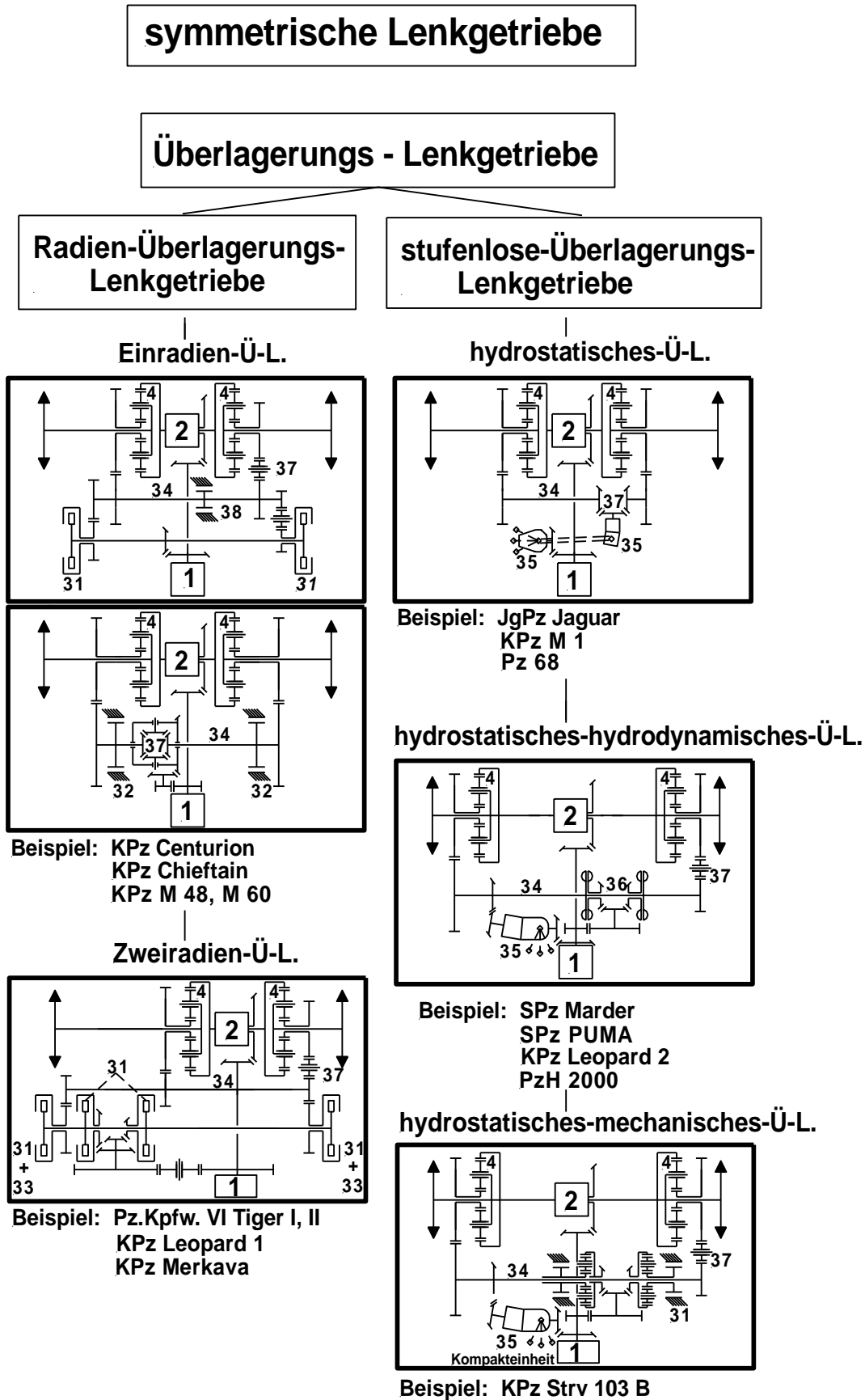


Abb. 4.27c: Einteilung der symmetrischen Lenkgetriebe, Überlagerungs-Lenkgetriebe (Prinzipiskizzen)

Eine Nahtstelle zwischen symmetrischen und asymmetrischen Lenkgetrieben tritt beim Einraden-Überlagerungs-Lenkgetriebe auf, bei dem die Erzeugung der Kurvenfahrt bei beiden Typen nach dem gleichen Prinzip erfolgt. Der kennzeichnende Unterschied liegt aber darin, dass beim asymmetrischen Getriebe auch hier nur eine Kettenseite beeinflusst wird, während beim symmetrischen Typ die Beeinflussung der einen Seite betragsmäßig gleich groß, aber mit anderem Vorzeichen auf die andere Seite übertragen wird.

In der schematischen Darstellung der Abb. 4.27 fehlen die Konstruktionsvarianten, bei denen der Antrieb der Kettentriebräder durch unmittelbar vorgeschaltete

- Elektro-Motoren oder
- Hydrostat-Motoren

erfolgt.

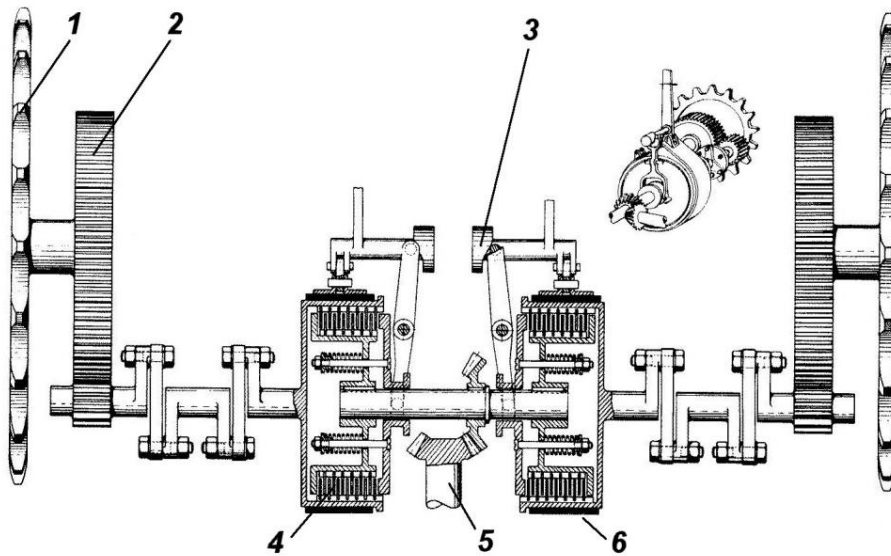
Diese Antriebe unterscheiden sich grundsätzlich von den in Abb. 4.27 dargestellten Prinzipien. Sie sollen im Kapitel 4.5 gesondert behandelt werden.

4.3 Asymmetrische Getriebe

4.3.1 Kupplungs-Brems-Lenkgetriebe

Das Kupplungs-Brems-Lenkgetriebe gehört - abgesehen von anfänglichen Versuchen der Spurlenkung von Kettenfahrzeugen - zu dem ältesten und für viele Jahre verbreitetsten Prinzip, ein Kettenfahrzeug zu lenken. Es leitet sich aus der Überlegung ab, die Kurvenfahrt durch Abbremsen der inneren Kette zu erreichen. Dazu wird der kurveninnere Antriebsstrang zunächst durch eine Kupplung gelöst und anschließend über eine Bremse abgebremst. Der kurvenäußere Teil bleibt unbeeinflusst (asymmetrischer Antrieb).

Abb. 4.28 zeigt das Ausführungsbeispiel des Lenkgetriebes des „Panzerkampfwagens I“ mit den kennzeichnenden Lenkelementen Kupplung (4) und Bandbremse (6), die über eine Kurvenbahn gemeinsam von je einem Hebel gesteuert werden. Wegen der einfachen und billigen Bauart der Kupplungslenkungen waren u.a. auch die Pz.KpFw. II sowie die Masse der sowjetischen Kampfpanzer im 2. Weltkrieg damit ausgerüstet. Als modernster Vertreter für diesen Getriebetyp ist der schwedische Jagdpanzer IKV 91 (bis 1978) zu nennen, bei dem die Lenkbremse als Scheibenbremse ausgeführt ist.



- | | | | | | |
|---|-----------------|---|-----------------|---|--------------|
| 1 | Triebräder | 3 | Kupplungsnocken | 5 | Kegelantrieb |
| 2 | Seitenvorgelege | 4 | Kupplung | 6 | Bremsband |

Abb. 4.28: Kupplungs-Brems-Lenkgetriebe des Pz.Kpfw. I (vereinfachte Darstellung; [35])

Bei der rechnerischen Behandlung dieses Getriebetyps ist zu berücksichtigen, dass es sich um ein asymmetrisches Getriebe handelt, bei dem nach Lösen der kurveninneren Kupplung keine Verbindung mehr zum Antrieb bzw. zur kurvenäußeren Kette gegeben ist. Das Lösen der Kupplung bedeutet, dass keine Kraft zur inneren Kette übertragen wird, d.h. $F_i = 0$.

Nach Gleichung 2/82 gilt:

$$F_i = 0 = \frac{F_G}{2} \cdot \left(f_R - \frac{f_w \cdot \lambda}{2} \right).$$

Daraus folgt entsprechend die Gleichung 2/87 $f_R = \frac{f_w \cdot \lambda}{2}$, die umgeformt lautet

$$f_w = \frac{2 \cdot f_R}{\lambda}. \quad 2/87a$$

Da der Wendewiderstandsbeiwert f_w eine Funktion des Kurvenradius ist, bedeutet dies, dass bei gelöster Kupplung und noch nicht betätigter Bremse ein bestimmter Kurvenradius gefahren wird, der von der Fahrzeuggeometrie (Lenkverhältnis λ) und vom Gelände (Roll- und Wendewiderstand) abhängt. Dieser Kurvenradius entspricht dem Nulldurchgang der Kurve $F_i = f(i_L)$ in Abb. 2.45. Bemerkenswert ist, dass in diesem Punkt der entsprechende Kurvenradius ohne die in Kapitel 4.2.2.2 definierten Lenkverluste gefahren wird.

Da sich die Fahrzustände mit fester bzw. schleifender Lenkkupplung von denen mit gelöster Kupplung vom Leistungsfluss her grundsätzlich unterscheiden, ist die Berechnung in die beiden Radienbereiche (entsprechend Gleichung 2/87a) zu unterteilen, in denen die Kraft an der inneren Kette F_i kleiner bzw. größer als Null ist. Dabei erfasst der größere Kurvenbereich nur die Fahrzustände der leichten Lenkkorrekturen.

Die untere Grenze des fahrbaren Kurvenbereiches wird durch den Fahrzustand gebildet, bei dem die kurveninnere Lenkbremse festgezogen ist, bei dem also die innere Kette steht. Dies entspricht $i_L = 1$, dem „Wenden über eine Kette“.

Alle anderen Kurvenradien müssen durch verlustbehaftetes Rutschen der Bremse hergestellt werden.

Da das Kupplungs-Brems-Lenkgetriebe nicht zu den symmetrisch arbeitenden Lenkgetrieben gehört, nimmt es hinsichtlich der Berechnung eine Sonderstellung ein. Die analytischen Beziehungen des Kapitels 4.2.1.2 und 4.2.2 (alle Gleichungen mit i_{Lf}) gelten nicht.

a) Bereich $F_i \geq 0$; $f_R \geq f_W \cdot \lambda/2$ (rutsche Lenkkupplung)

Die Lenkverluste an der rutschenden Lenkkupplung werden durch das Drehmoment und die Drehzahldifferenz von äußerer zur inneren Kette gebildet. Entsprechend gilt:

$$V_L = F_i \cdot \Delta v = F_i \cdot (v_a - v_i) . \quad 4/41$$

Mit Gleichung 2/63, 2/64 und 2/82 folgt:

$$V_L = F_G \cdot v_m \cdot \frac{1}{i_L} \cdot \left(f_R - \frac{f_W \cdot \lambda}{2} \right) . \quad 4/42$$

Damit wird die erforderliche Eingangsleistung am Kegelrad (vergl. Abb. 4.28) aus Gl. 4/28

$$P_G = P_T + V_L = F_G \cdot v_m \cdot f_R \cdot \left(1 + \frac{1}{i_L} \right) . \quad 4/43$$

Die Leistungsanteile für diesen Kurvenbereich sind in Abb. 4.29 beispielhaft für eine Kurvenfahrt entsprechend $i_L = 450$ aufgetragen worden. Die Lenkverluste, die bei diesen geringen Lenkkorrekturen auftreten, sind damit sehr gering, der Gesamtwirkungsgrad wird fast nur durch die oben definierten Triebwerksverluste bestimmt.

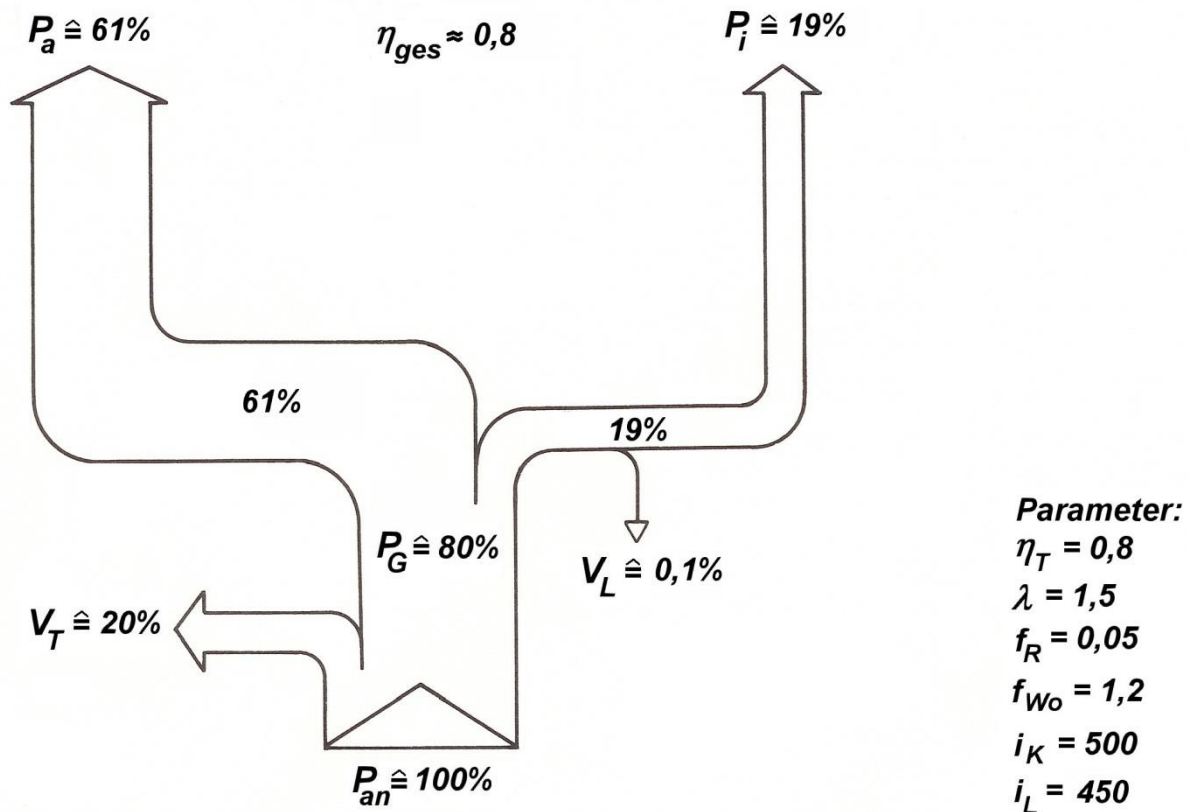


Abb. 4.29: Kupplungs-Brems-Lenkgetriebe, Leistungsfluss bei rutschender Lenkkupplung

b) Bereich $F_i \leq 0$; $f_R \leq f_w \cdot \lambda/2$ (rutschende Lenkbremse)

Dieser gesamte Bereich bis hinunter zu $i_L = 1$ zeichnet sich dadurch aus, dass infolge der gelösten inneren Kupplung die Leistung vom Motor nur noch zur äußeren Kette fließt.

Für den Zustand, in dem noch nicht gebremst wird ($F_i = 0$), erhält man eine Leistungsverteilung nach Abb. 4.30. Für die gewählten Daten entspricht dieser Fahrzustand einer Lenkübersetzung $i_L = 407$.

Beim Betätigen der kurveninneren Lenkbremse wird dort die gesamte Leistung P_i als Lenkverlust vernichtet. Mit Gleichung 2/90 gilt:

$$V_L = |P_i| = \left| \frac{F_G}{2} \cdot v_m \cdot \left(f_R - \frac{f_w \cdot \lambda}{2} \right) \cdot \left(1 - \frac{1}{i_L} \right) \right|. \quad 4/44$$

Die erforderliche Eingangsleistung am Kegelrad wird damit

$$P_G = P_T + V_L = P_a - |P_i| + V_L = P_a - |P_i| + |P_i| = P_a .$$

Mit der Gleichung 2/89 folgt

$$P_G = P_T = \frac{F_G}{2} \cdot v_m \cdot \left(f_R + \frac{f_w \cdot \lambda}{2} \right) \cdot \left(1 + \frac{1}{i_L} \right).$$

4/45

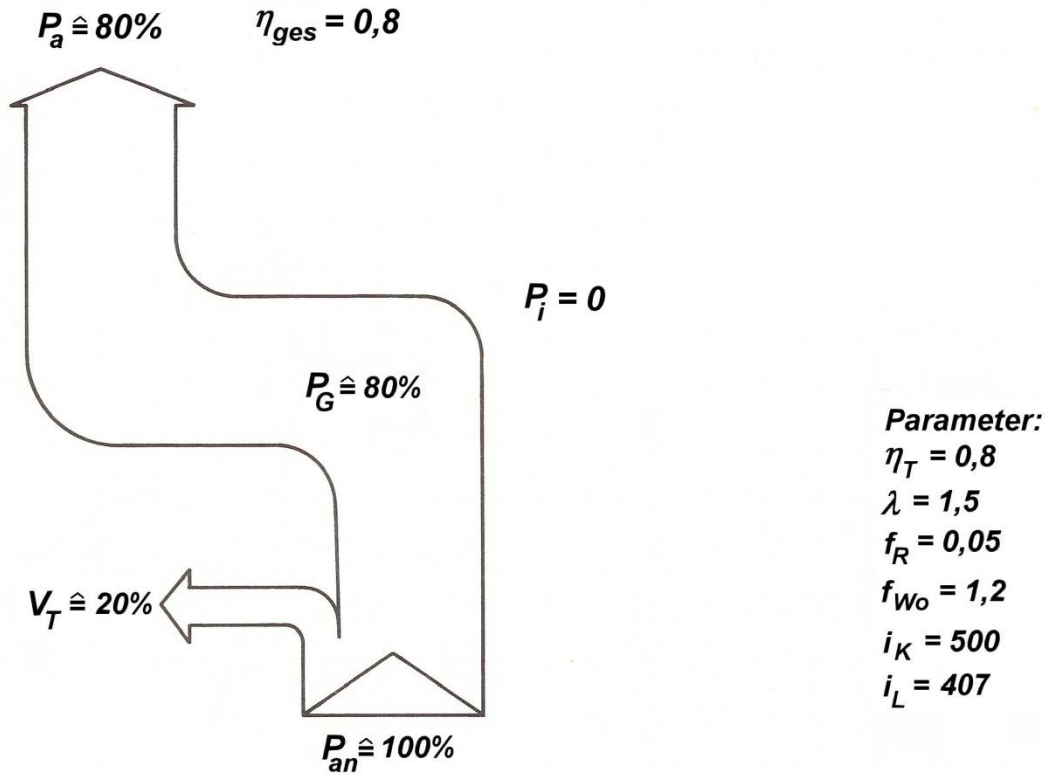


Abb. 4.30: Kupplungs-Brems-Lenkgetriebe, Leistungsfluss bei gelöster Lenkkupplung

Abb. 4.31 zeigt beispielhaft den Leistungsfluss für eine Lenkübersetzung $i_L = 30$. Vergleicht man die Leistungsanteile mit den (für symmetrischen Lenkantrieb errechneten) entsprechenden Anteilen ($i_{Lf} = 1$) in Abb. 4.23, so erkennt man, dass die Lenkverluste gegenüber dem symmetrischen Antrieb um 10 % kleiner sind (bezogen auf die Antriebsleistung). Bei einer installierten Leistung von 300 kW entspräche dies einem Gewinn von 30 kW zur Steigerung der Beweglichkeit.

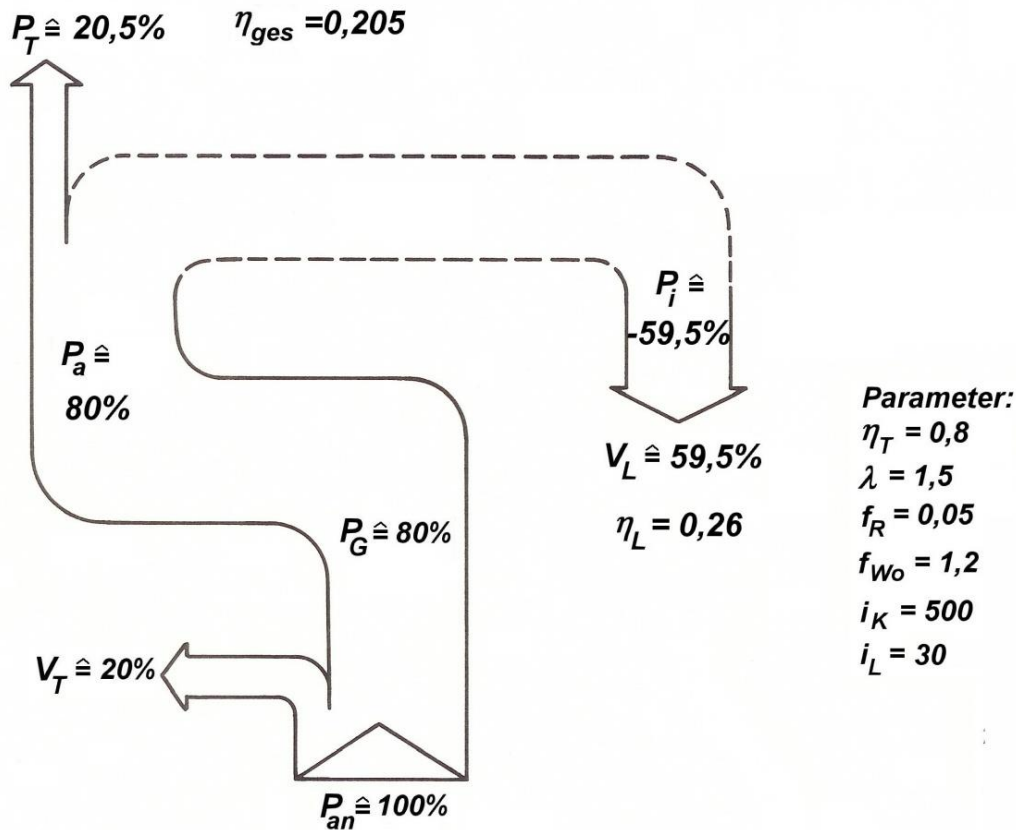


Abb. 4.31: Kupplungs-Brems-Lenkgetriebe, Leistungsfluss bei rutschender Lenkbremse bei $i_L = 30$

Die Darstellung der Leistungsanteile über dem gesamten Kurvenbereich in Abb. 4.32 zeigt die Überlegenheit gegenüber dem entsprechenden symmetrischen Lenkantrieb, da der Gesamtwirkungsgrad, damit auch die verfügbare Leistung zum Überwinden der Fahrwiderstände beim Kupplungs-Brems-Lenkgetriebe höher liegen.

Dies liegt einmal daran, dass der Bereich des verlustbehafteten Rutschens an der Lenkbremse erst bei $i_L < i_K$ ($f_R \geq f_W \cdot \lambda/2$) einsetzt und zum anderen, dass nur die in den kurveninneren Getriebeteil fließende Leistung am Lenkorgan vernichtet wird und nicht zusätzlich noch ein Teil der Motorleistung (vergl. Abb. 4.23, $i_{Lf} = 1$).

Dennoch ergibt sich aus Abb. 4.32, dass dieses Getriebe für große installierte Leistungen nicht geeignet ist, da der Gesamtwirkungsgrad in weitem Kurvenbereich zwischen 20 und 30 % liegt und daher nur ein Teil der Motorleistung zur Steigerung der Beweglichkeit genutzt wird, der größte Teil aber die Getriebeteile und das notwendige Kühlsystem durch großen Wärmeeinfall belastet.

Bei kleinen installierten Leistungen und relativ geringen Anforderungen an die Kurvenbeweglichkeit erscheint das Kupplungs-Brems-Lenkgetriebe wegen seines einfachen Aufbaues auch heute noch als denkbare Konstruktionsvariante, vor allem im Vergleich zu den noch zu besprechenden Ausgleichslenkgetrieben. Dabei kommt es

im Wirkungsgradverhalten dem erheblich aufwändigeren, allerdings kompakteren Doppel-Ausgleichs-Lenkgetriebe nahe.

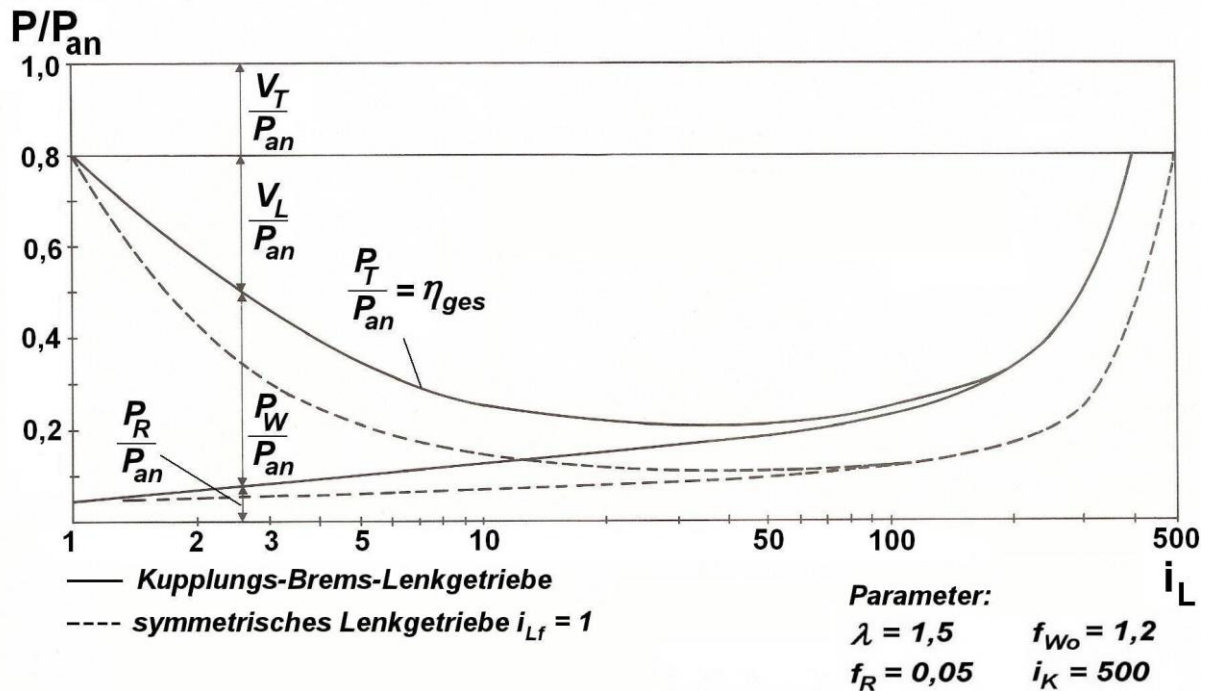


Abb. 4.32: Leistungsbilanz

Die Darstellungen in den Abb. 4.29 - 4.32 enthalten den Fehler, dass die Triebwerksverluste pauschal zusammengefasst, und bezogen auf die Antriebsleistung, als konstant über dem Kurvenradius, d.h. über der Belastung angesehen werden. Unter Berücksichtigung der tatsächlichen Verluststellen erhält man entsprechend folgende Gleichungen (vergl. [15]):

a) Bereich $F_i \geq 0$; $f_R \geq f_W \cdot \lambda/2$

$$V_L = \frac{F_G \cdot v_m}{\eta_{SV} \cdot i_L} \cdot \left(f_R + \frac{f_W \cdot \lambda}{2} \right) \quad 4/42a$$

$$P_{an} = \frac{P_G}{\eta_{MG}} = \frac{F_G \cdot v_m \cdot f_R}{\eta_{MG} \cdot \eta_{SV}} \cdot \left(1 + \frac{1}{i_L} \right) \quad 4/43a$$

b) Bereich $F_i \leq 0; f_R \leq f_w \cdot \lambda/2$ (rutschende Lenkbremse):

$$V_L = |P_i \cdot \eta_{SV}| = \left| \frac{F_G}{2} \cdot v_m \cdot \eta_{SV} \cdot \left(f_R - \frac{f_w \cdot \lambda}{2} \right) \cdot \left(1 - \frac{1}{i_L} \right) \right| \quad 4/44a$$

$$P_{an} = \frac{F_G \cdot v_m}{2 \cdot \eta_{MG} \cdot \eta_{SV}} \cdot \left(f_R + \frac{f_w \cdot \lambda}{2} \right) \cdot \left(1 + \frac{1}{i_L} \right) \quad 4/45a$$

Die Getriebeverluste werden nach folgender Überlegung berechnet (vergl. Kapitel 4.2.2.3):

$$V_T = P_{an} - V_L - P_T \quad 4/46$$

$$\eta_T = 1 - \frac{V_T}{P_{an}} = \eta_{MG} \cdot \eta_{SV} \quad 4/47$$

Die Auswertung der Gleichung 4/47 ist in Abb. 4.33 durchgeführt.

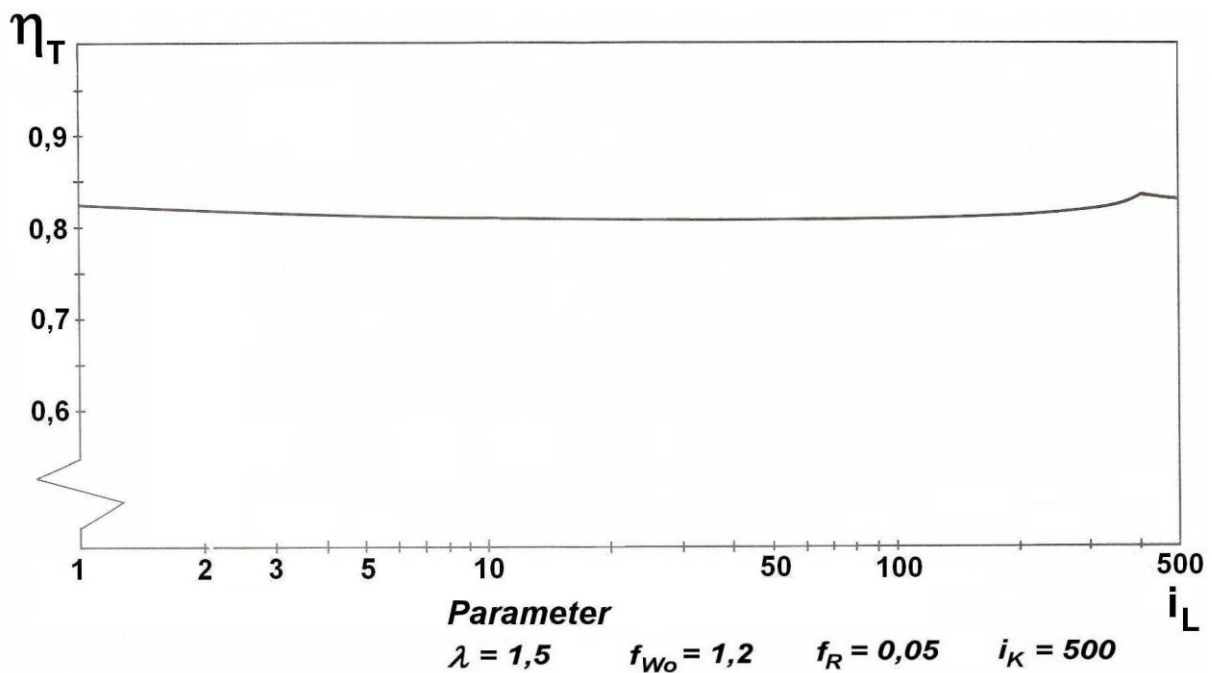


Abb.4.33: Kupplungs-Brems-Lenkgetriebe, Triebwerkwirkungsgrad als Funktion des Leistungsflusses

Dazu werden folgende Annahmen getroffen:

- 2 Stirnradeingriffe im Vorgelege zum Schaltgetriebe
- 2 Stirnradeingriffe im Schaltgetriebe

- 1 Kegelradeingriff am Eingang zum Lenkgetriebe
- 1 Stirnradeingriff im Seitenvorgelege.

Damit erhält man als Wirkungsgrade unter Berücksichtigung von Mittel-, nicht Bestwerten, der Einzelwirkungsgrade:

$$\eta_{MG} = 0,97^2 \cdot 0,97^2 \cdot 0,96 = 0,85$$

$$\eta_{SV} = 0,97.$$

Die fahrmechanischen Parameter sind die gleichen wie in den vorherigen Abbildungen.

Die Darstellung in Abb. 4.33 zeigt allerdings, dass die Veränderlichkeit des Triebwerkwirkungsgrades bei Berücksichtigung des Leistungsflusses gering ist. Im Hinblick auf die Ungenauigkeit des Gesamtergebnisses (Vereinfachungen in der bisherigen Betrachtung) ist die Rechnung mit einem konstanten Wert η_T sicherlich zulässig.

Bei der Geradeausfahrt haben Fahrzeuge mit Kupplungs-Brems-Lenkgetrieben den Vorteil der absoluten Kursstabilität, da ein selbständiger Ausgleich unterschiedlicher Fahrwiderstände an den Ketten nicht möglich ist. Dies wird durch den zwangsläufigen Antrieb der beiden Ketten ohne dazwischenliegendes Ausgleichselement erreicht.

Dieser Vorteil gilt auch für das Bremsen, wenn dies nicht über die Lenkhebel erfolgt und dabei die Lenkkupplungen geschlossen bleiben.

Bei der Talfahrt kann bei Lenkkorrekturen ein instabiler Fahrzustand auftreten, wenn das Fahrzeug bei gelöster oder schleifender Lenkkupplung infolge der Hangabtriebskraft über die „innere“ Kette schiebt, während die eingekuppelte Seite durch Motor und Getriebewiderstand gebremst wird. Dadurch wird die Forderung nach exaktem Lenken aufgehoben, da die Drehzahl der gelösten Seite größer wird und sich die Kurvenrichtung entgegen der gewollten einstellt. Ein solcher Zustand wird nur von geübten Fahrern beherrscht. Eine Zwangssteuerung, wie in Abb. 4.28 dargestellt, ist hier hilfreich.

4.3.2 Umlauf-Lenkgetriebe

4.3.2.1 Entwicklung des Umlauf-Lenkgetriebes aus dem Kupplungs-Brems-Lenkgetriebe

Das Kupplungs-Brems-Lenkgetriebe hat den prinzipiellen Nachteil, dass alle Kurven-

radien (mit Ausnahme des Bereiches der Lenkkorrekturen) auf der festen Lenkübersetzung $i_{Lf} = 1$ basieren und dadurch fast der gesamte fahrbare Kurvenbereich nur mit großen Lenkverlusten abzudecken ist.

Eine wirkungsgradmäßige Verbesserung wird durch eine Lösung entsprechend Abb. 4.34 erreicht, bei der neben der festen Lenkübersetzung $i_{Lf} = 1$ (Betätigen von B 1 bzw. B 2 und Öffnen der entsprechenden Kupplungen) ein weiterer Kurvenradius ohne Lenkverluste gefahren werden kann.

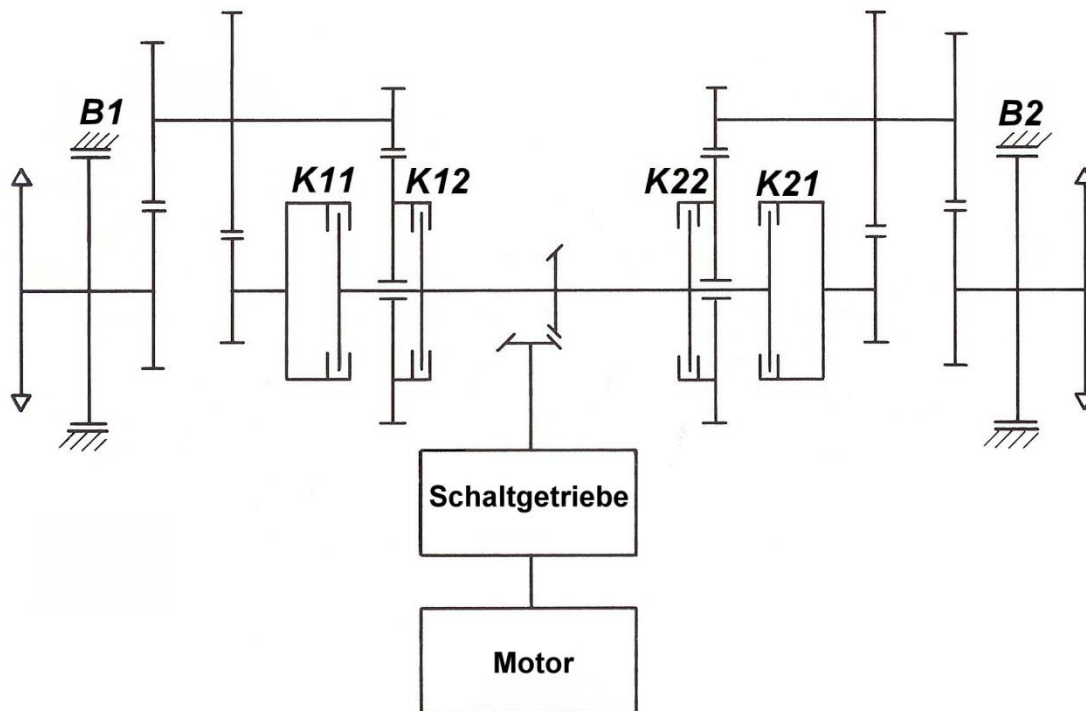


Abb. 4.34: Kupplungs-Brems-Lenkgetriebe mit zwei festen Lenkübersetzungen

Entsprechend den Gleichungen 2/65 und 2/66 gilt:

$$i_L = \frac{v_a + v_i}{v_a - v_i} = \frac{n_a + n_i}{n_a - n_i} .$$

Unterschiedliche Kettengeschwindigkeiten bzw. Drehzahlen können hier ohne Schlupf durch eine Kombination der geschlossenen Kupplungen K 11 und K 22, bzw. K 12 und K 21 erreicht werden. Die Größe dieser weiteren festen Lenkübersetzung ist durch das Übersetzungsverhältnis der mit den Kupplungen verbundenen Stirnradpaarungen frei wählbar. Damit kann der gesamte Kurvenbereich entsprechend Abb. 4.25 aufgeteilt werden. Bei der Berechnung ist aber wieder zu beachten, dass die für symmetrische Getriebe abgeleiteten Gleichungen (mit der festen Lenkübersetzung i_{Lf}) nicht gelten.

Der Bauaufwand wächst allerdings gegenüber dem Ausgangstyp beträchtlich an, vor allem, wenn noch mehr feste Lenkübersetzungen durch weitere schaltbare Übersetzungen erzeugt werden sollen. Dabei ist weiterhin zu beachten, dass die größere Anzahl an Bauteilen eine Verschlechterung des Triebwerkwirkungsgrades nach sich zieht.

Die mit dem größeren Bauaufwand einhergehende Zunahme des Bauvolumens kann bei Verwendung von Planetengetrieben (Umlaufgetrieben) verringert werden. Diese zeichnen sich durch eine größere Leistungsdichte gegenüber den Standgetrieben (Stirnrad-) aus. Außerdem ist das Wirkungsgradverhalten günstiger, da nur ein Teil der gesamten Leistung als Wälzleistung übertragen wird. Abb. 4.35 zeigt ein Getriebschema, bei dem die gleichen Funktionen wie beim Getriebe in Abb. 4.34 erreicht werden, in der Ausführung mit Planetensätzen. Die unterschiedlichen Übersetzungen werden durch wechselseitiges Festbremsen der Sonnenräder in den beiden Sätzen erreicht.

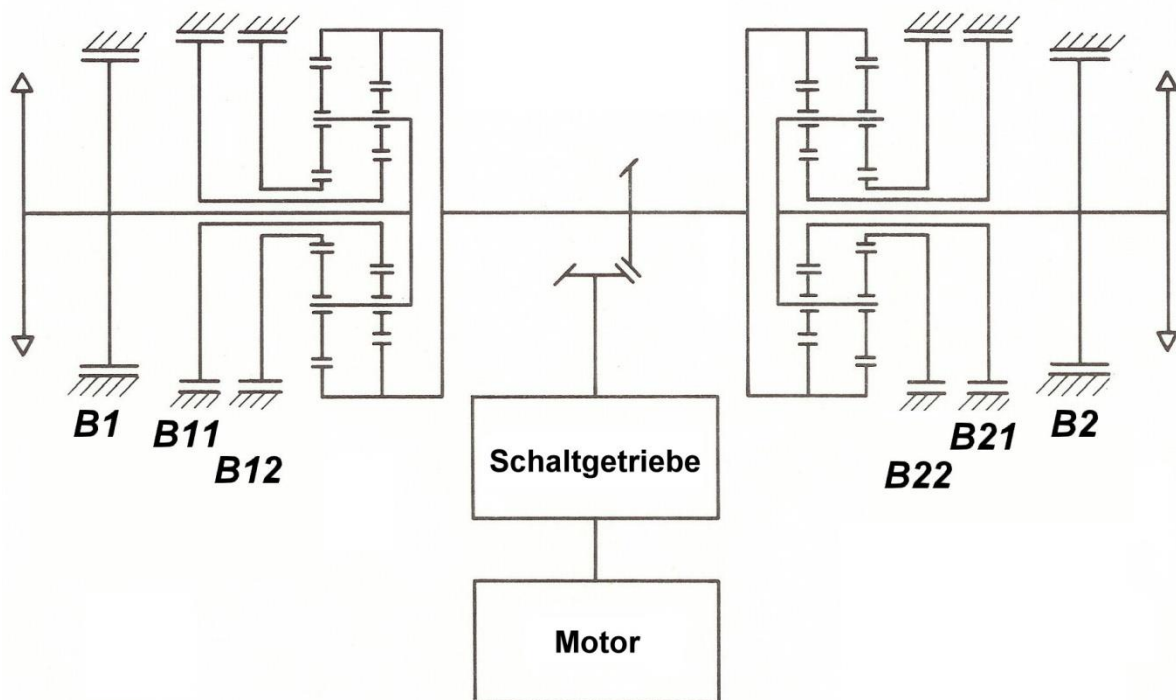
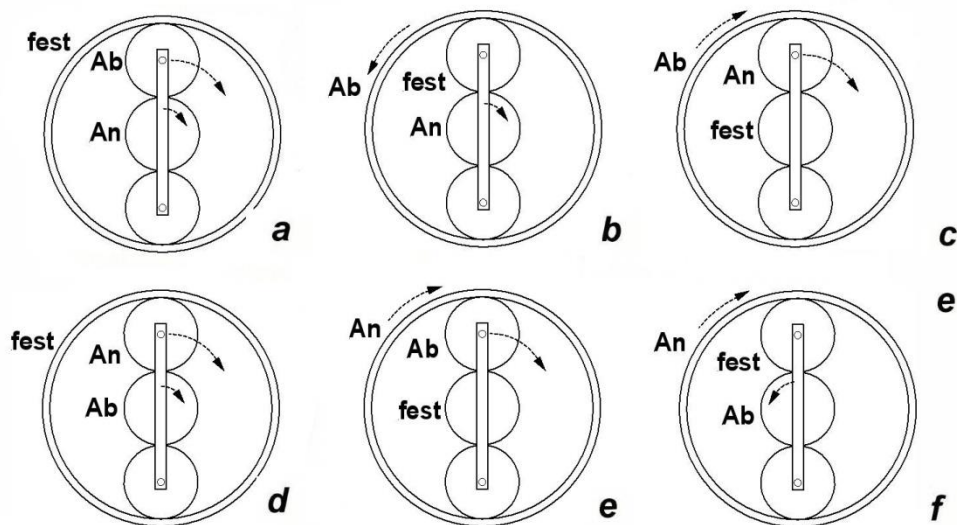


Abb. 4.35: Umlauf-Lenkgetriebe mit zwei festen Lenkübersetzungen

Die Einführung der Planetengetriebe im Laufe der Entwicklung von Kettenfahrzeugen war in erster Linie durch fertigungstechnische Probleme eingeschränkt worden.

4.3.2.2. Grundlagen und Wirkungsmöglichkeiten von Planetengetriebe- sätzen (Abb. 4.36)



$i_o = \frac{z_A}{z_S}$ A = Außenrad S = Sonnenrad P = Planetenradträger						
Funktion	Antrieb	fest	Abtrieb	Drehrichtung	Bezeichnung der Übersetzung	$i = \frac{n_{an}}{n_{ab}}$
a	S	A	P	gleich	$i_{SAP} =$	$i_o + 1$
b	S	P	A	Umkehr	$i_{SPA} =$	$-i_o$
c	P	S	A	gleich	$i_{PSA} =$	$\frac{i_o}{i_o + 1}$
d	P	A	S	gleich	$i_{PAS} =$	$\frac{1}{i_o + 1}$
e	A	S	P	gleich	$i_{ASP} =$	$\frac{i_o + 1}{i_o}$
f	A	P	S	Umkehr	$i_{APS} =$	$-\frac{1}{i_o}$

Abb. 4.36: Wirkungsmöglichkeiten von Planetengetriebe-sätzen

Das Funktionsprinzip eines Planetengetriebe-satzes bedingt, dass ein Bauteil als Antrieb fungiert, ein zweites als Abtrieb und das dritte beeinflusst, d.h., entweder festgebremst oder zusätzlich angetrieben wird. Auf die letztere Möglichkeit wird bei der Be-

trachtung des Summierungssteils in Überlagerungs-Lenkgetrieben einzugehen sein. Hier sollen zunächst nur die Fälle betrachtet werden, bei denen das dritte Bauteil festgebremst wird. Durch Verteilung der verschiedenen Funktionen auf Außenrad (Hohlrad) (A), Sonnenrad (S) und Steg bzw. Planetenträger (P) ergeben sich sechs verschiedene Wirkungsmöglichkeiten (siehe Abb. 4.36).

Eine siebte, bildlich nicht dargestellte Möglichkeit, stellt der Durchtrieb, die Übersetzung 1, dar, bei der zwei Bauteile miteinander verbunden werden müssen.

Die kompakte Bauweise des Planetengetriebes wird dadurch eingeschränkt, dass für jedes Bauteil, das die festgebremste oder gekoppelte Funktion übernehmen soll, eine Bremse bzw. Kupplung erforderlich ist, die in das Getriebe integriert werden müssen.

In Abb. 4.36 ist eine Bezeichnung für die Übersetzung eingeführt, die gleichzeitig die Funktionsart angibt und nach folgendem Schema aufgebaut ist:

- erste Stelle: Symbol für das Antriebsteil
- zweite Stelle: Symbol für das festgebremste Getriebeteil
- dritte Stelle: Symbol für das Abtriebsteil.

Die Übersetzungen werden aus der allgemeinen Gleichung für die Drehzahlen am Einsteg-Planetengetriebe berechnet ([22]; vergl. dazu Abb.4.37):

$$n_1 = n_P \pm \frac{z_2 \cdot z_3}{z_1 \cdot z_2} \cdot (n_3 - n_P) . \quad 4/48$$

Das Minuszeichen vor dem Bruch gilt für das Hohlradgetriebe in Abb. 4.37b mit einem außen- und einem innenverzahnten Mittelrad.

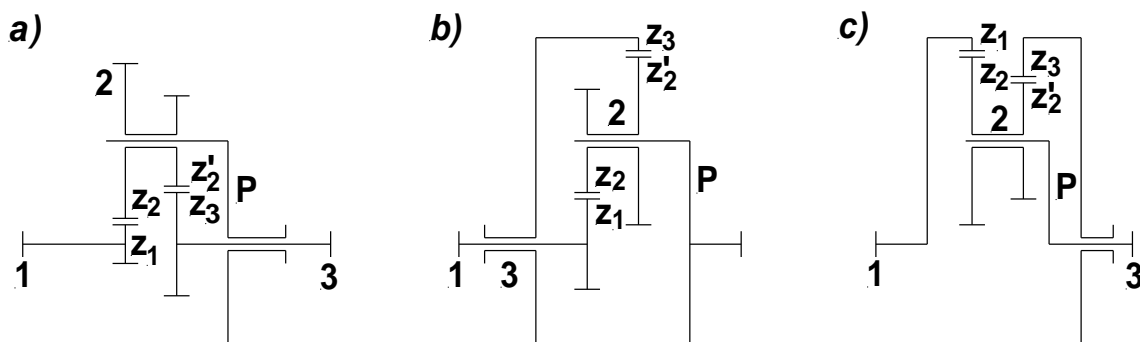


Abb.4.37: Übersetzungen im Planetenradgetriebe

In Gleichung 4/48 ist die *Standübersetzung*, die Übersetzung bei stehendem Steg erhalten ($n_P = 0$):

$$\left(\frac{n_1}{n_3}\right)(n_P = 0) = i_o = \frac{z_2 \cdot z_3}{z_1 \cdot z_2} \quad . \quad 4/49$$

Mit den Bezeichnungen in Abb. 4.36 erhält man:

$$n_S = n_P - i_o \cdot (n_A - n_P) \quad 4/48a$$

und

$$i_o = \frac{z_A}{z_S} \quad . \quad 4/14$$

Mit der kinematischen Beziehung $i_n = \frac{n_{an}}{n_{ab}}$ werden durch die Umstellung von Gleichung 4/48a die Übersetzungen in Abb. 4.36 gebildet.

Der Wirkungsgrad eines Planetengetriebes η_P hängt von den Zahnreibungs-, Ölpantsch- und Lagerverlusten, sowie den Verlusten durch Dichtringe, leer mitlaufende Räder usw. ab.

$$\eta_P = \frac{-P_{ab}}{P_{an}} = \frac{\frac{-M_{ab}}{n_{ab}}}{\frac{M_{an}}{n_{an}}} = \frac{i_M}{i_n} \quad . \quad 4/50$$

In das Getriebe fließende Leistungen werden dabei positiv, herausfließende Anteile negativ bezeichnet.

Die von einem Planetengetriebe übertragene Leistung setzt sich dabei aus den beiden Anteilen

- Kupplungs-(Block)-Leistung P_K
- Verzahnungs-Wälzleistung P_Z

zusammen.

Die Kupplungsleistung beinhaltet den Anteil, der bei Drehung des gesamten Planetengetriebes als Block übertragen wird. Reine Kupplungsleistung ist dann gegeben, wenn sich alle drei Wellen mit der gleichen Drehzahl drehen (Verblockung des Getriebesatzes).

Die Kupplungsleistung eines Mittelrades ist das Produkt aus seinem Drehmoment und der Winkelgeschwindigkeit des Steges,

im Hohlrad: $P_{KA} = M_A \cdot \omega_P$

im Sonnenrad: $P_{KS} = M_S \cdot \omega_P \quad .$

Die Wälzleistung erfasst den Anteil, der durch die aufeinander abwälzenden Zahnräder hinzukommt. Reine Wälzleistung tritt auf, wenn der Steg stillsteht, d.h. wenn aus dem Umlaufgetriebe ein Standgetriebe geworden ist. Die Wälzleistung eines Mittelrades ist das Produkt aus seinem Drehmoment und der Relativ-Winkelgeschwindigkeit des Rades gegenüber dem Steg,

$$\text{im Hohlrad:} \quad P_{ZA} = M_A \cdot (\omega_A - \omega_P)$$

$$\text{im Sonnenrad:} \quad P_{ZS} = M_S \cdot (\omega_S - \omega_P) .$$

Das Vorzeichen der Wälzleistung gibt wiederum die Leistungsflussrichtung an.

Die Wälzleistung ist durch die Zahnreibung verlustbehaftet. Die Zahnreibung kann durch den Verzahnungswirkungsgrad berechnet werden.

Damit wird Gleichung 4/50 zu

$$\eta_P = \frac{P_K + \eta_Z' \cdot P_Z}{P_K + P_Z} . \quad 4/50a$$

Der Verzahnungswirkungsgrad η_Z' enthält das Produkt aller Wirkungsgrade von Zahneingriffen, die im Wälzleistungsfluss liegen, außerdem anteilmäßig auch die Verluste durch Ölpantschen, Lagerreibung usw..

Unter der Berücksichtigung der Leistungsflussrichtung können die Gesamtwirkungsgrade berechnet werden. Für die bei Kettenfahrzeugen wichtigsten Wirkungsmöglichkeiten sind die Gleichungen in Tabelle 4.1 zusammengestellt worden (vergl. [13]).

In Tabelle 4.1 werden die Wirkungsgrade durch Indizes so gekennzeichnet, dass die Symbole für die antreibenden Wellen vor dem Komma, jene für die abtreibenden Wellen hinter dem Komma des Index stehen.

Lfd. Nr.	Antrieb	Abtrieb	Flussrichtung der Wälzleistung Sonnenrad Außenrad	Gültigkeitsbereich für $i = n_A/n_S$	Getriebe-Gesamtwirkungsgrad	Getriebe-typ Abb. 4.36
1	S	P	→	$i = 0$	$\eta_{S,P} = \frac{i_o \cdot \eta_Z' + 1}{i_o + 1}$	SAP
2	S	A	→	$i = -\frac{1}{i_o}$	$\eta_{S,A} = \eta_Z'$	SPA
3	P	A	→	$i = \infty$	$\eta_{P,A} = \frac{\eta_Z' \cdot (i_o + 1)}{i_o \cdot \eta_Z' + 1}$	PSA
4	P	S	←	$i = 0$	$\eta_{P,S} = \frac{\eta_Z' \cdot (i_o + 1)}{i_o + \eta_Z'}$	PAS
5	A	P	←	$i = \infty$	$\eta_{A,P} = \frac{i_o + \eta_Z'}{i_o + 1}$	ASP
6	A	S	←	$i = -\frac{1}{i_o}$	$\eta_{A,S} = \eta_Z'$	APS
7	S,A	P	→	$0 < i < 1$	$\eta_{SA,P} = \frac{(i_o \cdot \eta_Z' + 1) \cdot (i_o \cdot i + 1)}{(i_o + 1) \cdot (i_o \cdot i \cdot \eta_Z' + 1)}$	--
8	S,A	P	0	$i = 1$	$\eta_{SA,P} = 1$	--
9	A,S	P	←	$1 < i < \infty$	$\eta_{AS,P} = \frac{(i_o + \eta_Z') \cdot (i_o \cdot i + 1)}{(i_o + 1) \cdot (i_o \cdot i + \eta_Z')}$	--
10	S,P	A	→	$-\infty < i < -\frac{1}{i_o}$	$\eta_{SP,A} = \frac{i \cdot \eta_Z' \cdot (i_o + 1)}{i \cdot (i_o \cdot \eta_Z' + 1) \cdot (1 - \eta_Z')}$	--
11	A	S,P	←	$-\infty < i < -\frac{1}{i_o}$	$\eta_{A,SP} = \frac{i \cdot (i_o + \eta_Z') + 1 - \eta_Z'}{i \cdot (i_o + 1)}$	--

Tabelle 4.1: Zusammensetzung der Gleichungen für den Gesamtwirkungsgrad von Hohlradgetrieben (vergl. [13])

4.3.2.3 Fahrmechanisches Verhalten des Umlauf-Lenkgetriebes

Mit den Umlauf-Lenkgetrieben in Abb. 4.35 und Abb. 4.38 können prinzipiell die gleichen Funktionen ausgeführt werden.

Beim Getriebetyp in Abb. 4.38 werden die unterschiedlichen Übersetzungen durch eine Kombination der geschlossenen Kupplung K 1 kurvenaußen (Sonnenrad und Träger verbunden: Planetensatz verblockt) und der angezogenen Stützbremse B 12 kurveninnen ($i_{ASP} > 1$) erzeugt. Die Größe der so erreichten festen Lenkübersetzung hängt von den Zähnezahlen im Planetensatz ab.

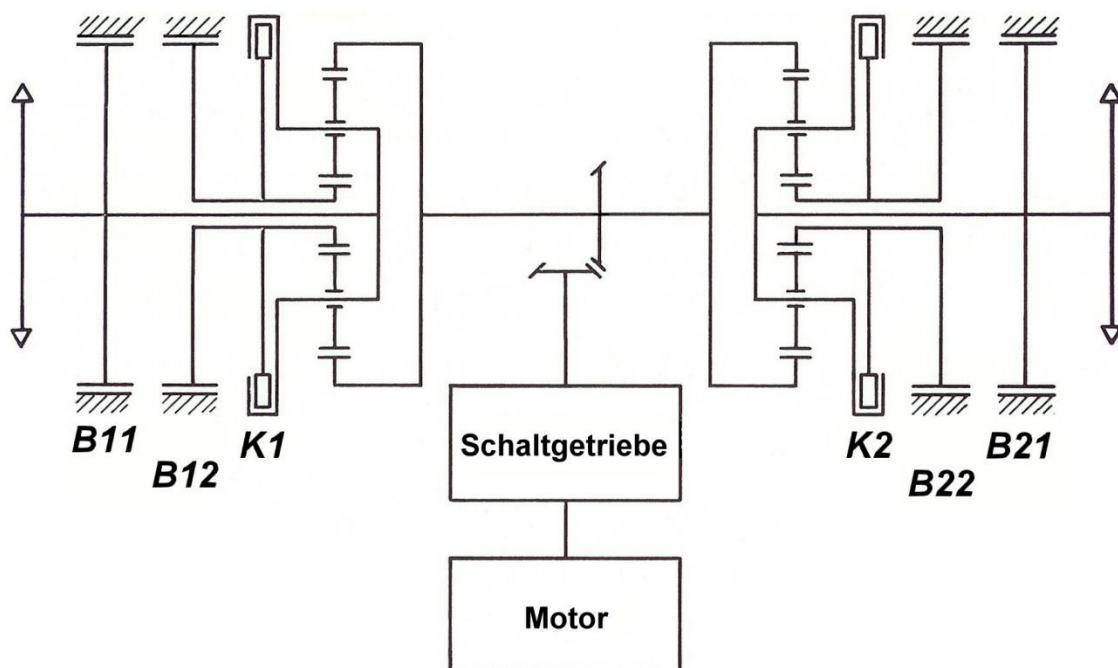


Abb. 4.38: Umlauf-Lenkgetriebe mit zwei festen Lenkübersetzungen

Bei diesen beiden Grundtypen sind danach zur analytischen Erfassung drei Kurvenbereiche zu unterscheiden, wobei in zwei Bereichen die Verhältnisse denen beim Kupplungs-Brems-Lenkgetriebe (Kapitel 4.3.1) entsprechen (Bezug: Abb. 4.38).

1. Kurveninnere Seite: Alle Schaltelemente gelöst.

Kurvenäußere Seite: Bremse B 12 oder Kupplung K 1 betätigt.

Es stellt sich ein Fahrzustand entsprechend $F_i = 0$ ein. Der Kurvenradius hängt bei gegebenen Fahrzeugabmessungen nur vom Fahrwiderstand ab. Zwischenzustände bis zur Geradeausfahrt werden durch Rutschenlassen erreicht.

Berechnungsgrundlagen: siehe Kupplungs-Brems-Lenkgetriebe.

2. Kurveninnere Seite: B 21 angezogen (schleifend bis fest).
 Kurvenäußere Seite: B 12 oder K 1 fest.

Der Fahrzustand entspricht dem beim Kupplungs-Brems-Lenkgetriebe erreichten, der auf der festen Lenkübersetzung $i_{Lf} = 1$ basiert. Daher gelten auch die dort angegebenen Berechnungsgrundlagen. Auf der kurvenäußeren Seite bedeutet das wechselseitige Betätigen von Kupplung *oder* Stützbremse, dass dort unterschiedliche Momente bzw. Drehzahlen erzeugt werden können. Auf diese Besonderheit wird unten nochmals eingegangen.

3. Kurveninnere Seite: B 22 fest.
 Kurvenäußere Seite: K 1 fest.

Der sich so einstellende Kurvenradius, der ohne Lenkverluste gefahren wird, wird mit Gleichung 2/66 berechnet:

$$i_L = \frac{n_a + n_i}{n_a - n_i}$$

mit $n_a = \frac{n_{an}}{i_{Pla}}$ i_{Pla} = Planetenübersetzung kurvenaußen

$n_i = \frac{n_{an}}{i_{Pli}}$ i_{Pli} = Planetenübersetzung kurveninnen

$$i_{Lf} = \frac{\frac{n_{an}}{i_{Pla}} + \frac{n_{an}}{i_{Pli}}}{\frac{n_{an}}{i_{Pla}} - \frac{n_{an}}{i_{Pli}}} = \frac{1}{i_{Pla}} + \frac{1}{i_{Pli}} \cdot \frac{1}{1 - \frac{i_{Pla}}{i_{Pli}}} \quad 4/51$$

Die feste Lenkübersetzung kann also durch die wählbare Übersetzung in den Planetengetrieben festgelegt werden.

Für das Getriebe in Abb. 4.38 gilt:

$$i_{Pla} = 1 \quad \text{und} \quad i_{Pli} = i_{ASP} = \frac{i_o + 1}{i_o}$$

$$i_{Lf} = \frac{1 + \frac{i_o}{i_o + 1}}{1 - \frac{i_o}{i_o + 1}} = 2 \cdot i_o + 1 \quad 4/51a$$

Entsprechendes gilt für die Berechnung der Übersetzungen des Getriebes nach Abb. 4.35.

Die Zwischenraden bis zum Fahrzustand entsprechend $F_i = 0$ können durch Rutschenlassen der kurveninneren Lenkorgane hergestellt werden. Dabei ent-

steht eine Lenkverlustleistung, die aus dem Produkt von Drehmoment und Differenzdrehzahl am Lenkorgan berechnet wird.

Bezogen auf das Triebtrad gilt entsprechend Gleichung 4/41:

$$V_L = F_i \cdot \Delta v_i = F_i \cdot (v_a \cdot i_{PI} - v_i) \quad 4/52$$

mit der Gesamtübersetzung der Planetensätze:

$$i_{PI} = i_{PIa} \cdot \frac{1}{i_{PIi}} \quad 4/53$$

Die Gleichungen 4/52 und 4/53 gelten für jeden Typ von Umlaufgetrieben. Mit den Gleichungen 2/63, 2/64 und 2/82 folgt allgemein:

$$V_L = \frac{F_G \cdot v_m}{i_L} \cdot \left(f_R - \frac{f_w \cdot \lambda}{2} \right) \cdot k_i \quad 4/54$$

$$\text{mit } k_i = \frac{1}{2} \cdot [i_{PI} \cdot (i_L + 1) - i_L + 1] \quad 4/55$$

Der Faktor k_i muss bei $i_L = i_{Lf}$ zu Null werden. Dies lässt sich leicht nachweisen, wenn i_{Lf} entsprechend Gleichung 2/65 berechnet und in Gleichung 4/55 eingesetzt wird.

Die erforderliche Eingangsleistung am Kegelrad wird:

$$P_G = P_T + V_L = F_G \cdot v_m \cdot \left[f_R + \frac{f_w \cdot \lambda}{2 \cdot i_L} + \frac{k_i}{i_L} \cdot \left(f_R - \frac{f_w \cdot \lambda}{2} \right) \right] \quad 4/56$$

Bei den Getrieben nach Abb. 4.35 und 4.38 ermöglicht ein beidseitiges Betätigen der Stützbremsen B 12 und B 22 bei Geradeausfahrt eine Erhöhung der Zugkraft, da das Drehmoment, das am Planetengetriebe angeboten wird, um den Faktor i_{ASP} vergrößert wird. Von dieser Charakteristik wird vor allem bei osteuropäischen Panzern Gebrauch gemacht.

Fahrzeuge mit Umlaufgetrieben sind bei Geradeausfahrt kursstabil. Diese Stabilität bleibt auch beim Bremsvorgang erhalten, wenn der Kraftfluss im Umlaufgetriebe nicht unterbrochen wird.

Zur Betätigung der Kupplungen bzw. Bremsen ist entweder eine Bedienungseinrichtung pro Element vorzusehen oder eine Regeleinrichtung, die die Betätigungsabfolge steuert.

Als Beispiel sei das Getriebe des Pz.Kpfw. 38 (t) genannt (Abb. 4.39). Die Stützbremse B 12, Kupplung K 1 und Lenkbremse B 11 sind mit einem Lenkhebel so verbunden,

dass bei Anziehen des Hebels zunächst die Kupplung gelöst wird und dann die Stützbremse bis zum Erreichen der festen Lenkübersetzung nach Gleichung 4/51 festgebremst wird.

Durch zusätzliches Herunterdrücken eines Knopfes auf dem Lenkhebel wird die Lenkbremse angezogen und damit eine feste Lenkübersetzung $i_{Lf} = 1$ erreicht. Für die andere Fahrzeugseite gilt entsprechendes.

Das Lenkgetriebe kann damit die Funktionen des in den Abb. 4.35 bzw. 4.38 beschriebenen Schemas erfüllen.

Die feste Lenkübersetzung bei angezogener Stützbremse errechnet sich nach Gleichung 4/51 mit den Daten des Pz.Kpfw. 38 (t) zu:

$$i_{Lf} = \frac{1 + \frac{1}{1,9643}}{1 - \frac{1}{1,9643}} = 3,074 \quad \text{mit} \quad i_{Pla} = 1 \quad \text{und} \quad i_{Pli} = \frac{22}{32} \cdot \frac{40}{14} = 1,9643 .$$

Mit einer Spurweite von $s = 1,775$ m entspricht die feste Lenkübersetzung einem theoretischen Kurvenradius $R_{\min} = 2,73$ Meter.

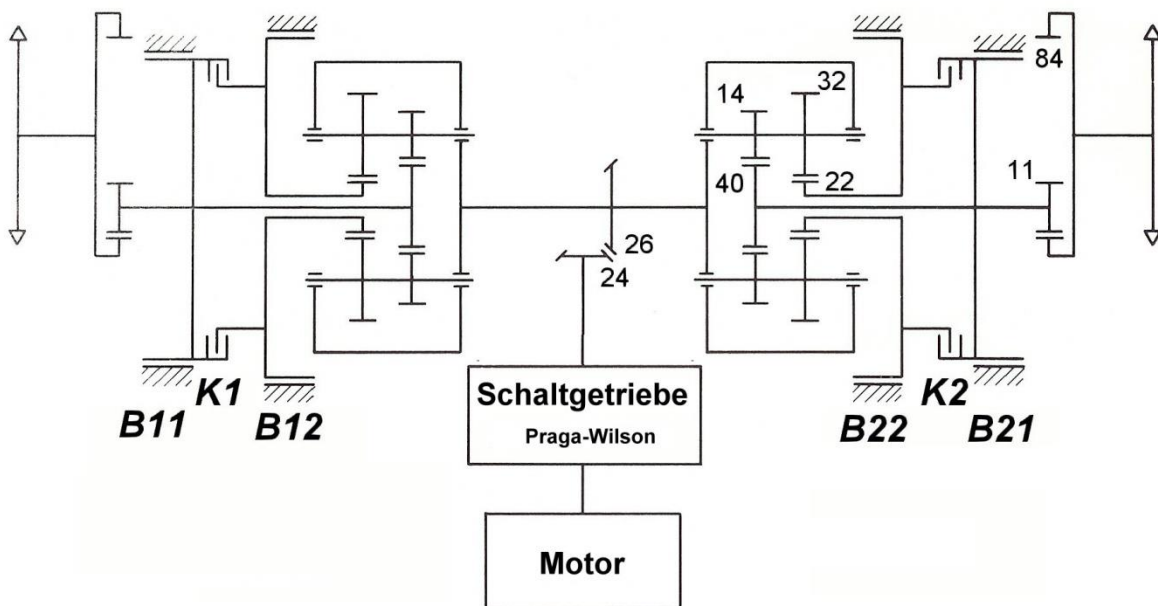


Abb. 4.39: Umlauf-Lenkgetriebe und Seitenvorgelege des Pz.Kpfw. 38 (t)

Bei den Umlauf-Lenkgetrieben der deutschen Panzer II, III und IV (Abb. 4.40) handelte es sich im Grunde genommen um ein modifiziertes Kupplungs-Brems-Lenkgetriebe. Die Lenkkupplung wurde hier durch ein Planetengetriebe mit Stützbremse ersetzt.

Dies hatte den Vorteil, dass im Planetengetriebe eine Drehmomentübersetzung um den Faktor i_{ASP} erreicht wurde und am Bremsenelement selbst ein kleineres Moment als das entsprechende an der Kupplung abzustützen war. Ein Vorteil hinsichtlich des Wirkungsgradverhaltens bei Kurvenfahrt konnte nicht erzielt werden, da alle Kurvenradien wieder auf der festen Lenkübersetzung $i_{Lf} = 1$ basierten, es erfolgte aber eine Verringerung des Kühlaufwands.

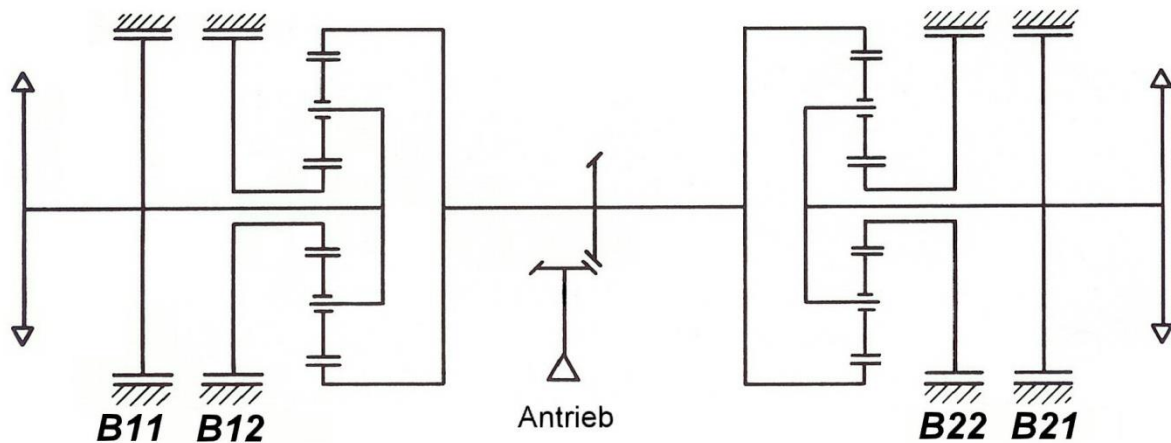


Abb. 4.40: Umlauf-Lenkgetriebe der Pz.Kpfw. II, III, IV

Ein weiteres Beispiel stellt das Lenkgetriebe des sowjetischen Panzers T 55 dar (Abb. 4.41), bei dem durch Kombination der geschlossenen Kupplung K 1 kurvenaußen und der angezogenen Stützbremse B 22 kurveninnen eine Lenkübersetzung erzeugt wird, deren zugehöriger Mindestradius größer als die halbe Spurweite ist.

Über eine Kette kann mit Fahrzeugen dieses Typs nur gewendet werden, wenn die als "Haltebremse" bezeichnete Bremse B 11 bzw. B 21 getrennt für jede Kettenseite bedient werden kann. Entsprechend dem Schema in Abb. 4.41 ist auch das Getriebe des sowjetischen KPz T 62 aufgebaut.

Auch in den russischen KPz T 72 und T 80 wird das Prinzip des Umlauf-Lenkgetriebes eingesetzt. Man hat hier sieben feste Lenkübersetzungen verwirklicht (vergl. Abb. 4.42), indem man statt der in den Abb. 4.35, 4.38 und 4.39 zwei schaltbaren Übersetzungsverhältnisse sieben realisiert. Der damit verbundene, oben beschriebene Wirkungsgradverlust und größere Bauaufwand, sowie Raumbedarf wird durch den Verzicht auf ein Schaltgetriebe zumindest teilweise kompensiert.

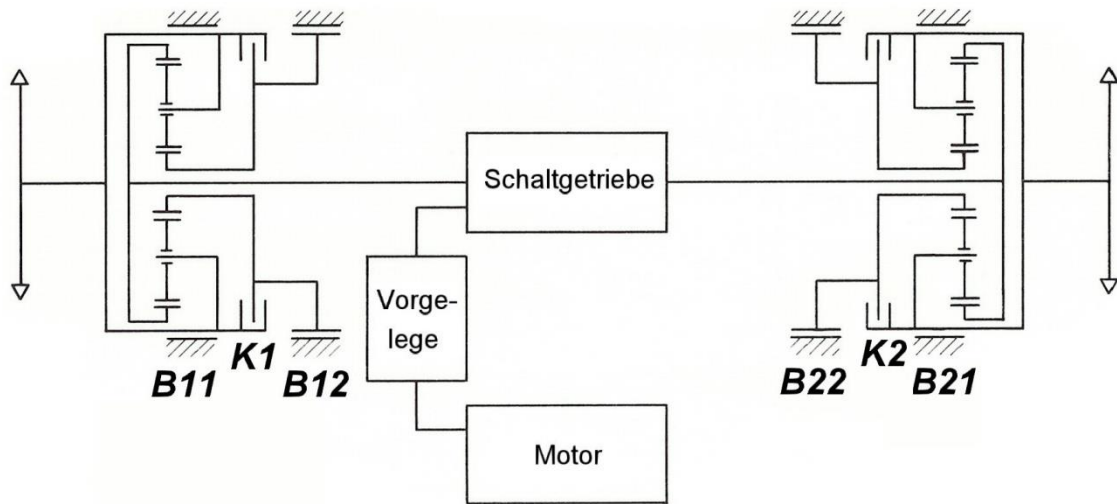


Abb. 4.41: Umlauf-Lenkgetriebe des KPz T 55

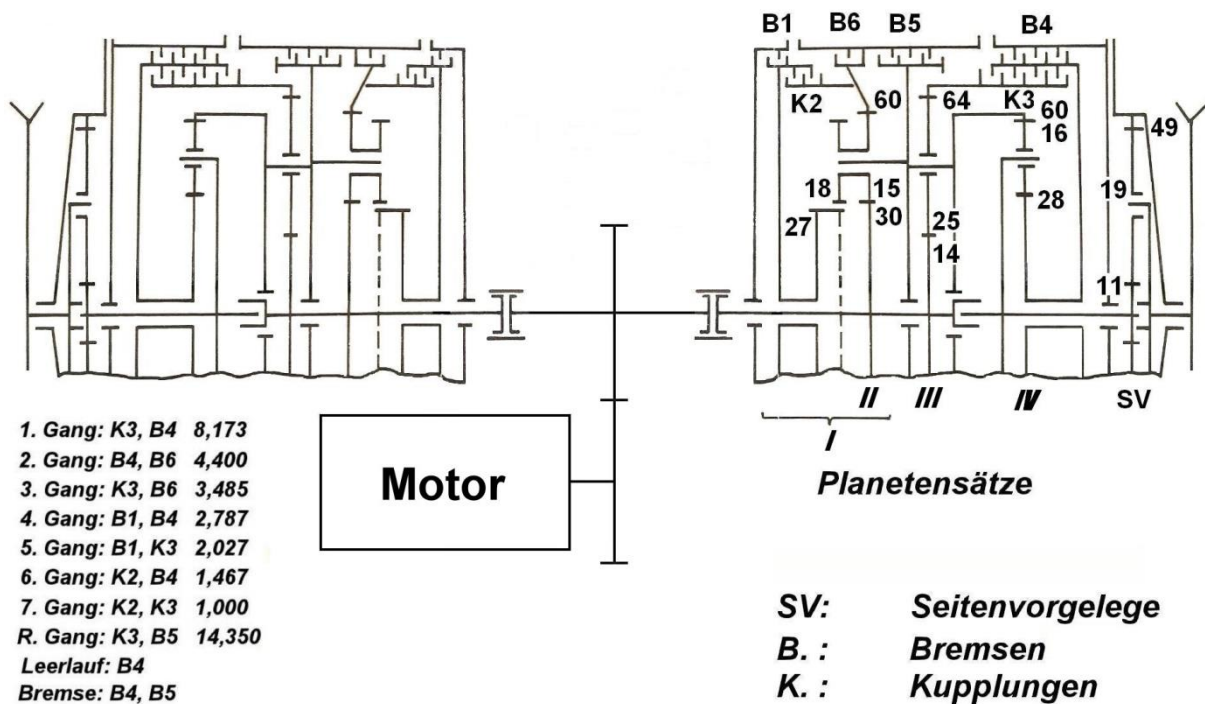


Abb. 4.42: Schalt-Lenkgetriebe des KPz T 72 ([6])

Das bedeutet, dass die beiden Lenkeinheiten auch die Schaltgetriebefunktion mit übernehmen (Seitenwechselgetriebe, vergl. auch Kapitel 4.1.2.1.1.2 mit Abb. 4.6), indem sie für die Zugkraftanpassung mit dem Schalthebel gleichzeitig betätigt werden.

Für den Lenkvorgang wird im kurveninneren Umlaufgetriebe durch den entsprechenden Lenkhebel um eine Schaltstufe heruntergeschaltet. Das erfordert eine aufwändige

Getriebesteuerung mit Übertragungseinrichtungen. Dies ist hier mechanisch über Gestänge ausgeführt, vom Fahrerplatz zu den Getrieben und zwischen den Getrieben.

Ein Wenden um die Hochachse $i_L = 0$ ist hier nicht verwirklicht, aber das „Wenden um eine Kette“ $i_{Lf} = 1$ mit der in Abb. 4.42 angegebenen Bremse (B4, B5) im jeweiligen Seitenwechselgetriebe.

Umlauf-Lenkgetriebe sind bei westlichen Fahrzeugen - zumindest bei Kampffahrzeugen - heute nicht mehr im Einsatz.

Das Umlauf-Lenkgetriebe nach Abb. 4.38 ist Ausgangspunkt für ein Überlagerungs-Lenkgetriebe, wie es dem Prinzip nach im Pz.Kpfw. V Panther verwendet wurde. Die Verknüpfung mit der modernsten Getriebeart, die zur Übertragung hoher Leistungen geeignet ist, wird weiter unten behandelt.

4.4 Symmetrische Lenkgetriebe

Symmetrische Lenkgetriebe sind nach Abb. 4.27 b und c in die Hauptgruppen der Ausgleichs-Lenkgetriebe und Überlagerungs-Lenkgetriebe zu unterteilen. Zur Berechnung beider Gruppen gelten die Gleichungen nach Kapitel 4.2.2.2

4.4.1 Ausgleichs-Lenkgetriebe

4.4.1.1 Einfach-Lenk differenzial

Das Einfach-Lenk differenzial (Abb. 4.43) gehört zu den ältesten Prinzipien, unterschiedliche Drehzahlen an den Ketten zu erzeugen, wobei die innere Kette abgebremst wird.

Nach dem Ausgleichsprinzip wird die Drehzahldifferenz gegenüber dem antreibenden Steg mit umgekehrten Vorzeichen auf die andere Kettenseite übertragen.

Dieser Getriebetyp zeichnet sich zwar durch einfache Bauweise aus, seine fahrmechanischen Nachteile scheidet ihn aber als Lenkgetriebe von Kettenfahrzeugen aus, abgesehen von leichten, einfachen Fahrzeugkonzepten mit geringen Anforderungen an die Beweglichkeit.

Bei Geradeausfahrt stellt sich immer dann ein selbständiger Drehzahlausgleich zwischen den Abtriebswellen ein, wenn an den Ketten unterschiedliche Fahrwiderstände wirken. Dies kann zum Beispiel schon durch unterschiedliche Laufwerkswiderstände auftreten, hervorgerufen durch verschiedene Kettenspannung und wird sich erst recht bemerkbar machen, wenn die Ketten auf unterschiedlichen Böden laufen. Die Folge ist mangelnde Kursstabilität, d.h. ein Ausweichen zur Seite des größeren Widerstandes, wenn nicht das Fahrzeug durch Gegenlenken stabilisiert wird.

Besonders schwerwiegende Folgen kann diese Eigenschaft beim Bremsen haben, wenn über die Lenkhebel durch gleichmäßiges Anziehen abgebremst werden soll. Der Bremsvorgang verlangt vom Bediener eine entsprechende Fahrübung, um ein seitliches Ausbrechen zu vermeiden. Auch eine zentrale Ansteuerung über einen Hebel bzw. ein Pedal löst dieses Problem nicht vollständig, da das Ansprechen der Bremsen unterschiedlich sein kann.

Diese Ausführungen gelten im Prinzip für jede Art von Lenkgetrieben, bei denen sich zwischen beiden Kettenseiten ein selbständig wirkendes Ausgleichselement befindet.

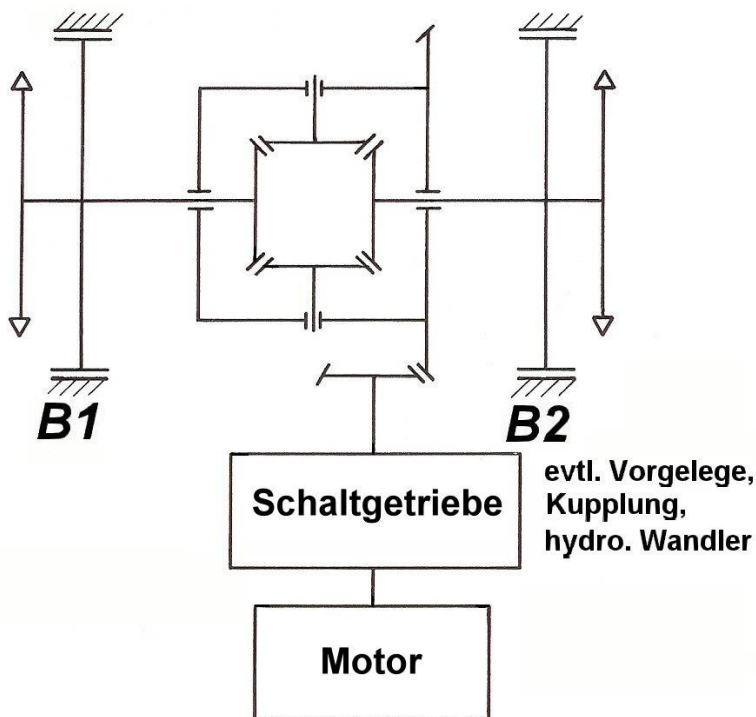


Abb.4.43: Getriebeschema des Einfach-Lenkdiffereuzials

Der kleinstmögliche Kurvenradius wird mit dem Einfach-Lenkdiffereuzial durch Festbremsen des kurveninneren Antriebszweiges erreicht. Dies entspricht der festen Lenk-

übersetzung $i_{Lf} = 1$, also dem „Wenden um eine Kette“. Alle Zwischenraden müssen durch verlustbehaftetes Rutschen an der Bremse erreicht werden.

Entsprechend Gleichung 2/64 folgt:

$$n_i = n_{Br} = n_m \cdot \left(1 - \frac{1}{i_L}\right) \quad 4/57$$

mit

$$n_m = n_p$$

$$i_L = \frac{1}{1 - \frac{n_{Br}}{n_p}} \quad 4/58$$

Durch Koeffizientenvergleich mit Gl. 4/24 erhält man

$$i_{Lf} = 1$$

$$i_{wr} = \frac{1}{1 - \frac{n_{Br}}{n_p}} \quad 4/58a$$

Die Rutschübersetzung i_{wr} verläuft zwischen den Werten für $n_{Br} = 0$ (feste Lenkübersetzung) und „Unendlich“ für $n_{Br} = n_p$ entsprechend der Geradeausfahrt.

Die Leistungsbilanz für diesen Getriebetyp entspricht den Darstellungen für $i_{Lf} = 1$ in den Abb. 4.23 bis 4.25.

Danach sinkt das für die Geschwindigkeit maßgebliche Leistungsverhältnis P_R/P_{an} schon bei kleinen Lenkkorrekturen stark ab (Abb. 4.24, 4.25), entsprechend die Fahrgeschwindigkeit in der Kurve (Abb. 4.26).

Die ungünstige Bilanz dieses Getriebes wird besonders deutlich, wenn die erforderlichen Leistungsanteile für eine Kurvenfahrt mit gleicher, gleichförmiger Geschwindigkeit auf die bei Geradeausfahrt erforderliche Leistung bezogen werden. Mit den Daten von Abb. 4.23, 4.24 bzw. 4.25 erhält man Abb. 4.44.

Für leichte Lenkkorrekturen im Bereich $i_L = 100$ wächst die erforderliche Antriebsleistung auf das rund 7-fache an, obwohl die reinen Fahrwiderstände sich nur um drei Prozent erhöht haben.

Eine technisch verwirklichte Steigerung der Motorleistung kann das Problem der ungünstigen Leistungsbilanz also nur bedingt lösen. Da der erhöhte Leistungsbedarf in erster Linie durch die Zunahme der Lenkverluste zustande kommt (bis zum 8-fachen der Rollwiderstandsleistung in diesem Beispiel), hat eine Vergrößerung der Motorleistung in erster Linie eine erhöhte Wärmebelastung der Bremsen bzw. des Kühlsystems zur Folge.

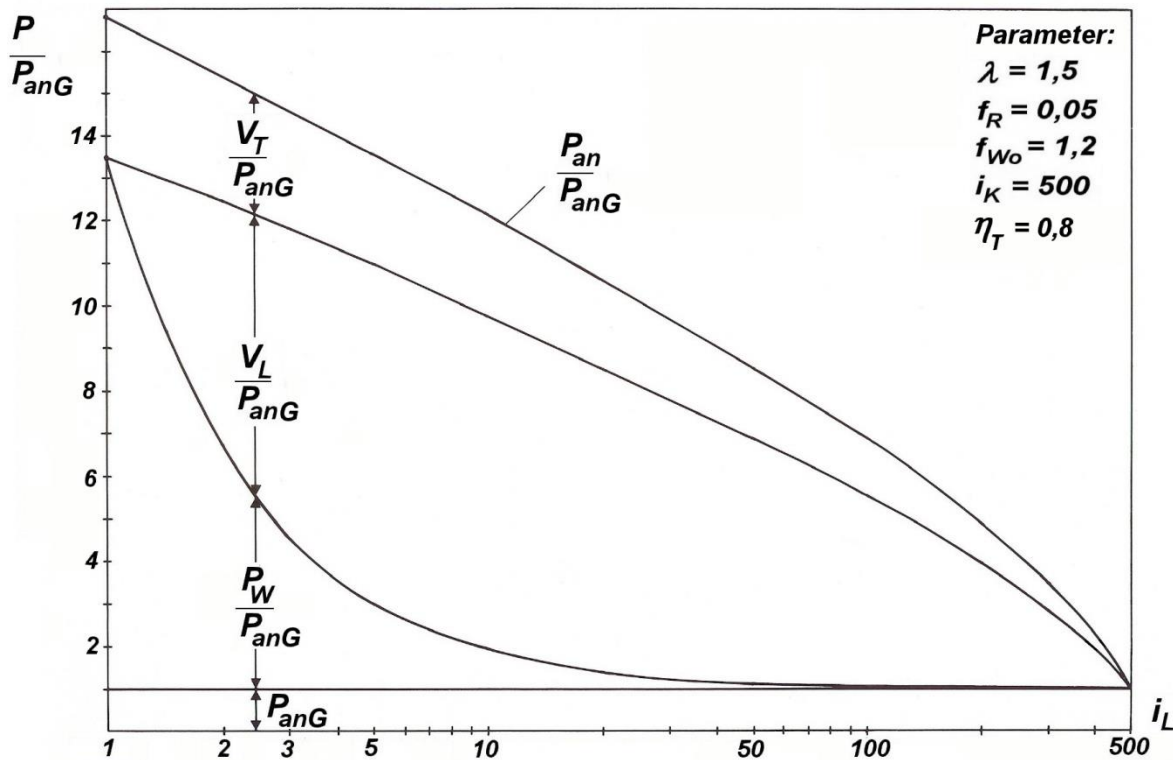


Abb. 4.44: Leistungsbilanz des Einfach-Lenkdiffereuzials für konstante Fahrgeschwindigkeit

Bei der Aufstellung einer genauen Leistungsbilanz muss wieder beachtet werden, dass die Triebwerksverluste nicht pauschal vorweg abgezogen werden, sondern an der entsprechenden Stelle des Leistungsflusses berechnet werden.

Bei einem verlustfreien Ausgleichsgetriebe wären die Drehmomente an beiden Abtriebswellen gleich groß. Die Leistung würde sich entsprechend dem Drehzahlverhältnis aufteilen. In Wirklichkeit ist jedoch infolge der Reibungswiderstände das Drehmoment an der inneren Abtriebswelle größer als das der äußeren.

$$M_i = M_a \cdot \frac{1}{\eta_z^2} .$$

4/59

In Gleichung 4/59 ist η_z der Wirkungsgrad (Werte angenommen, keine Bestwerte) eines Zahneingriffes im Differenzial, der als konstanter Wert eingesetzt werden kann, und zwar bei

Stirnradeingriff: $\eta_z = \eta_s = 0,98$

Kegelradeingriff: $\eta_z = \eta_K = 0,97$.

Die Abtriebsleistungen entsprechen damit nicht ganz dem Drehzahlverhältnis.

Unter Berücksichtigung der Einzelwirkungsgrade und der Reibung im Differenzial, erhält man nach [15] folgende Gleichung für die Antriebsleistung P_{an} (mit $i_{Lf} = 1$):

$$P_{an} = \frac{F_G \cdot v_m}{2} \cdot \frac{1}{\eta_{MG} \cdot \eta_{SV}} \cdot \left(1 + \frac{1}{\eta_z^2}\right) \cdot \left(f_R + \frac{f_w \cdot \lambda}{2}\right). \quad 4/60$$

In Gleichung 4/60 enthält η_{MG} zusätzlich zu den Verlusten im Schaltgetriebe noch die Wirkungsgrade aller Verzahnungsstellen bis zum Eingang in das Ausgleichsgetriebe. Bei der Berechnung der Verluste an der rutschenden Lenkbremse muss der Leistungsfluss berücksichtigt werden. Dabei gilt mit Gleichung 4/59:

a) Bereich $f_R \geq f_w \cdot \lambda / 2$; $F_i \geq 0$:

$$V_L = M_i \cdot n_i - P_i = M_a \cdot \frac{1}{\eta_z^2} \cdot n_i - P_i \quad 4/61$$

damit

$$V_L = \frac{F_G \cdot v_m}{2} \cdot \frac{1}{\eta_{SV}} \cdot \left[\frac{1}{\eta_z^2} \cdot \left(f_R + \frac{f_w \cdot \lambda}{2}\right) - \left(f_R - \frac{f_w \cdot \lambda}{2}\right) \right] \cdot \left(1 - \frac{1}{i_L}\right). \quad 4/61a$$

b) Bereich $f_R \leq f_w \cdot \lambda / 2$; $F_i \leq 0$:

$$V_L = M_a \cdot \frac{1}{\eta_z^2} \cdot n_i + \eta_{SV} \cdot |P_i| \quad 4/62$$

entsprechend

$$V_L = \frac{F_G \cdot v_m}{2} \cdot \left[\frac{1}{\eta_{SV} \cdot \eta_z^2} \cdot \left(f_R + \frac{f_w \cdot \lambda}{2}\right) - \eta_{SV} \cdot \left(f_R - \frac{f_w \cdot \lambda}{2}\right) \right] \cdot \left(1 - \frac{1}{i_L}\right). \quad 4/62a$$

Die Triebwerkverluste V_T werden entsprechend den Gleichungen 4/46 und 4/47 berechnet.

Die Auswertung der Gleichungen 4/61a und 4/62a ist in Abb. 4.45 durchgeführt. Die gewählten getriebe- und fahrtechnischen Parameter sind die gleichen wie in Abb. 4.33. Auch hier gilt, dass die Veränderung des Triebwerkwirkungsgrades über den Kurvenradius hinweg bei realen getriebetechnischen Annahmen gering ist und bei Berücksichtigung der übrigen zwangsläufigen Annäherungen vernachlässigt werden darf.

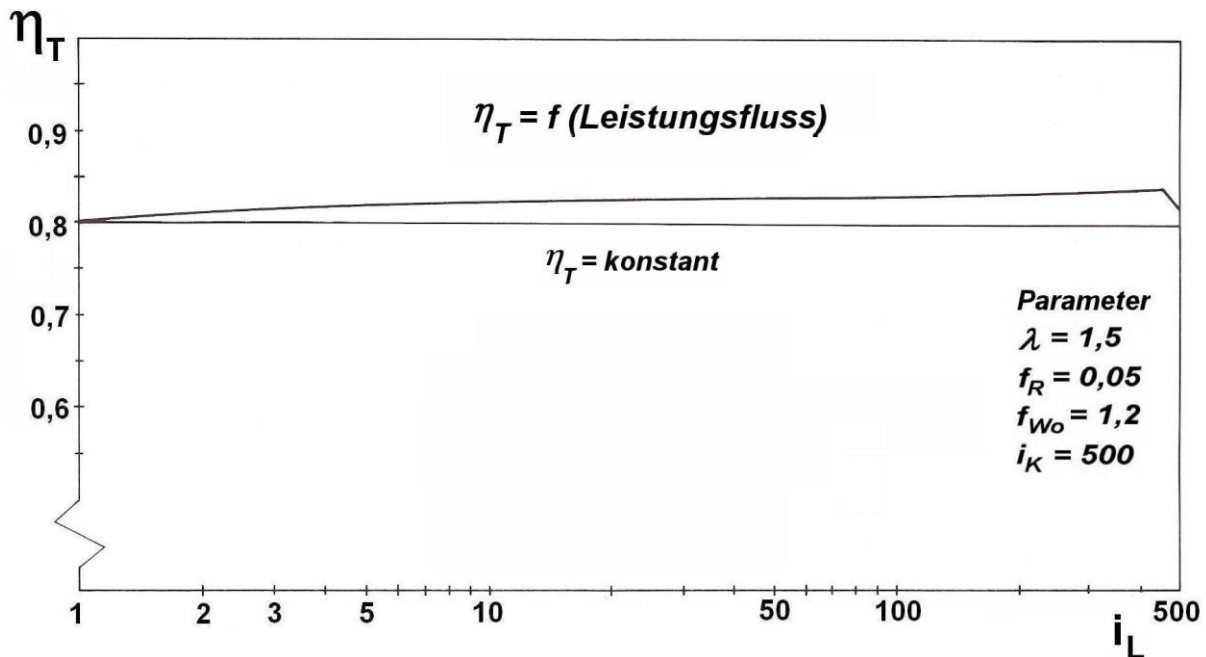


Abb. 4.45: Triebwerkwirkungsgrad als Funktion des Leistungsflusses

4.4.1.2 Mehrfach-Lenkdiffenzial

Der schlechte Lenkwirkungsgrad des Ausgleichs-Lenkgetriebes lässt sich verbessern, wenn die feste Lenkübersetzung, auf der alle Kurvenradien basieren, größer als eins gewählt wird (vergl. Abb. 4.24 und 4.25). Dazu ist erforderlich, dass die Drehzahl der kurveninneren Welle auch bei festgebremstem Lenkorgan größer Null ist.

Die konstruktive Lösung dieser Forderung kann mit einem Kegelrad-Getriebe (Abb. 4.46) oder einem Stirnrad-Getriebe (Abb. 4.47) hergestellt werden. Die feste Lenkübersetzung $i_{Lf} > 1$ wird durch wechselseitiges Anziehen der Bremsen B 12 bzw. B 22 erreicht.

Allerdings haben Fahrzeuge, deren Lenkgetriebe nur die Bremsen B 12 bzw. B 22 enthalten, den Nachteil der geringeren Wendigkeit, da der fahrbare Mindestradius entsprechend der Größe von i_{Lf} auf ein vielfaches der halben Spurweite anwächst. Dieser Nachteil kann durch zusätzliche Lenkbremsen B 11 bzw. B 21 beseitigt werden. Mit dem so entstandenen Doppel-Ausgleichs-Lenkgetriebe kann der Wendevorgang um eine Kette durch Festbremsen der kurveninneren Abtriebswelle zusätzlich erreicht werden. Dieser Getriebetyp geht auf den Amerikaner White (1916) zurück.

Nach der Fa. Cleveland Tractor Company, Auclid/Ohio, USA ist die gängige Bezeichnung "Cletrac"-Getriebe.

Das Cletrac-Getriebe wurde von allen panzerbauenden Nationen, beginnend im Jahre

1928, verwendet. Wegen der noch zu zeigenden Nachteile blieb die Anwendung jedoch mit wenigen Ausnahmen auf die leichte Panzerklasse beschränkt.

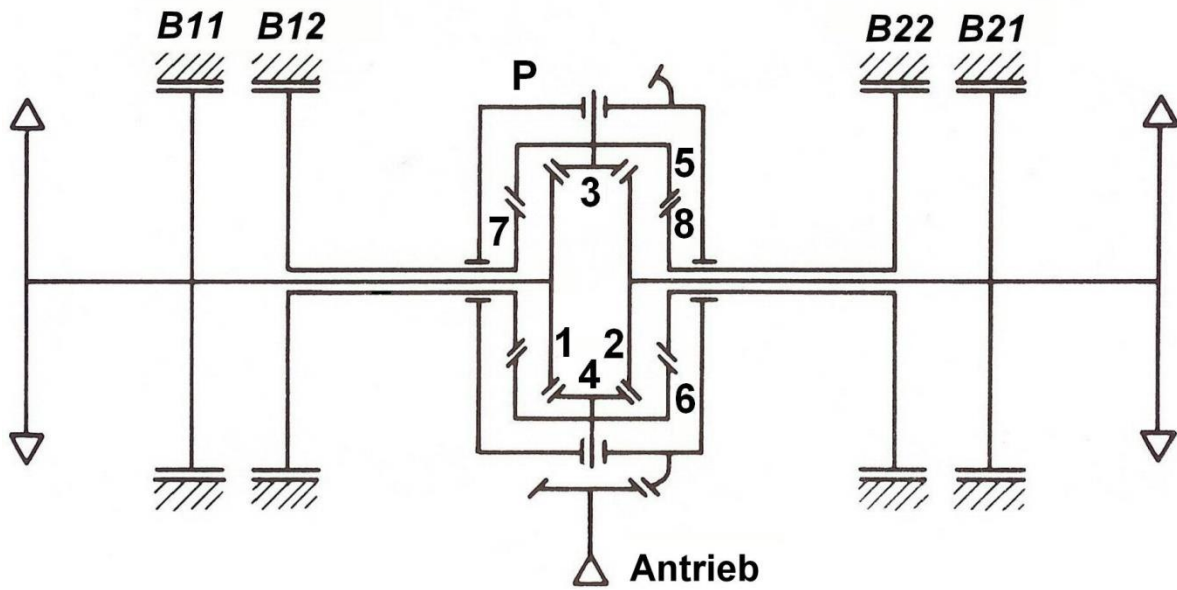


Abb.4.46: Doppel-Ausgleichs-Lenkgetriebe in Kegelradausführung

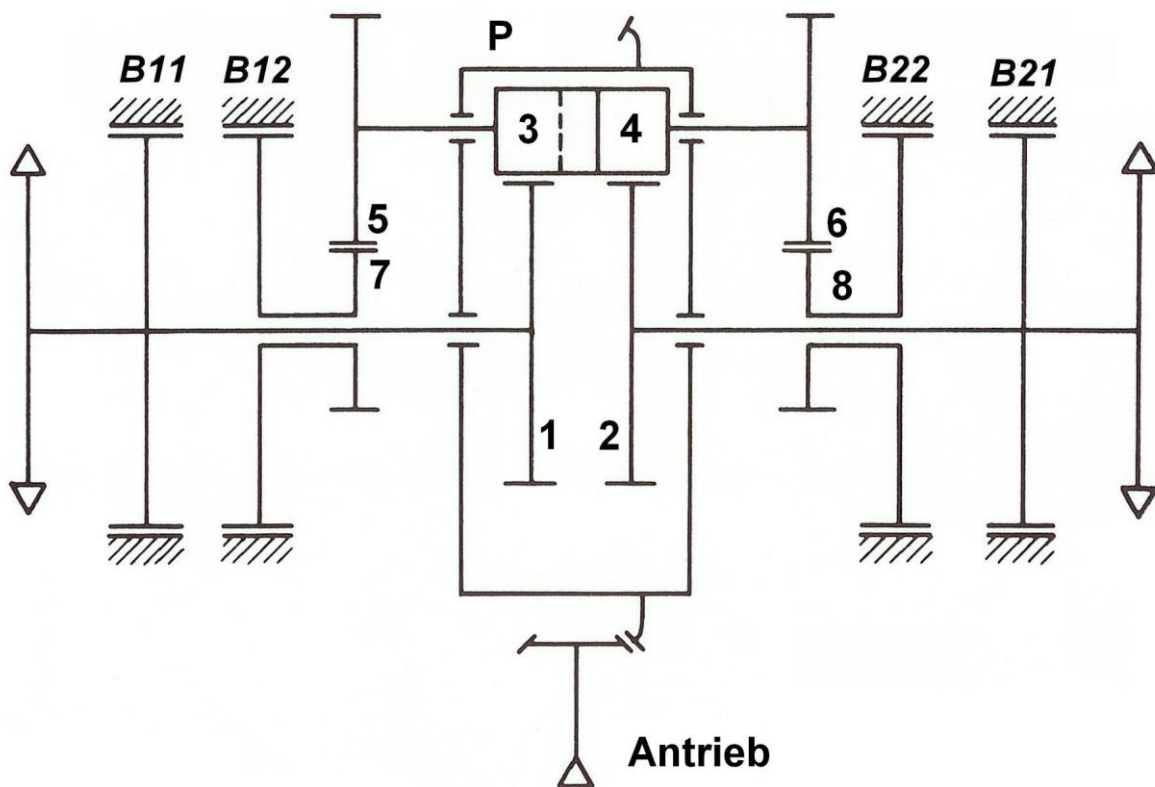


Abb.4.47: Doppel-Ausgleichs-Lenkgetriebe in Stirnradausführung

Allerdings wurden immer wieder Versuche unternommen, auch mittlere Panzer mit Cletrac-Getrieben auszurüsten, so in Frankreich Renault NC (8t) bis 1940, AMX 13 (13 - 15t) 1949 und AMX 30 (37t) 1967, wenn auch mit kleinen Abwandlungen wie Scheibenbremsen usw. In den USA wurde dieses Lenkprinzip in nahezu allen Kampffahrzeugen bis zum Ende des 2. Weltkrieges eingesetzt [17].

In Deutschland wurden fast alle Halbkettenfahrzeuge mit Cletrac-Lenkung ausgerüstet, ferner beispielsweise der Raupenschlepper (Ost).

Nach dem Krieg wurde das Prinzip bei den Schützenpanzern HS 30 und Hotchkiss verwendet, ferner beim amerikanischen MTW M 113 und im Waffenträger Wiesel 1 (1989).

Die weitverbreitete Anwendung ist trotz seiner Nachteile auf den relativ einfachen Aufbau, die damit niedrigen Kosten und die geringe Anfälligkeit zurückzuführen.

Die Größe der festen Lenkübersetzung hängt eindeutig von den im Getriebe hergestellten Übersetzungen ab.

Entsprechend Gleichungen 2/63 und 2/64 gilt mit den Bezeichnungen für die Räder in Abb. 4.46 bzw. 4.47:

$$\omega_{a,i} = \omega_m \cdot \left(1 \pm \frac{1}{i_L} \right)$$

$$\omega_m = \omega_P$$

$$\omega_{a,i} = \omega_P \cdot \left(1 \pm \frac{1}{i_L} \right) . \quad 4/63$$

Weiterhin können die Winkelgeschwindigkeiten (Drehzahlen) der Triebräder durch eine Überlagerung der Stegdrehzahl (entsprechend Winkelgeschwindigkeit) ω_P und einer Änderung der Drehzahlen $\Delta\omega_{1,2}$ ausgedrückt werden, wenn die Bremsen B 12 bzw. B 22 betätigt werden. Nach dem Ausgleichsprinzip bewirkt eine Abbremsung eine betragsmäßig gleich große Beschleunigung auf der anderen Seite. Die Betrachtung wird hier unter Vernachlässigung einer vorhandenen Übersetzung im Seitenvorgelege durchgeführt, da diese auf das Endergebnis keinen Einfluss hat.

$$\omega_{a,i} = \omega_P \pm \Delta\omega_{1,2} . \quad 4/64$$

Durch Vergleich der Gleichungen 4/63 und 4/64 kann leicht die Lenkübersetzung bestimmt werden.

Ein Anziehen der Bremse B 12 in Abb. 4.46 und 4.47 bewirkt eine Verlangsamung des Rades 7:

$$\Delta u_7 = \Delta \omega_7 \cdot r_7 .$$

Die Auswirkung auf die Geschwindigkeit von Rad 1 kann mit Teilkreisradien der Zahnräder berechnet werden.

$$\frac{\Delta u_1}{\Delta u_7} = \frac{r_1 \cdot \Delta \omega_1}{r_7 \cdot \Delta \omega_7} = \frac{r_3 \cdot \Delta \omega_3}{r_5 \cdot \Delta \omega_5}$$

mit $\Delta \omega_3 = \Delta \omega_5$ (eine Welle):

$$\Delta \omega_1 = \frac{r_3 \cdot r_7}{r_5 \cdot r_1} \cdot \Delta \omega_7 = \frac{r_3 \cdot r_7}{r_5 \cdot r_1} \cdot (\omega_P - \omega_7) . \quad 4/65$$

Gleichung 4/65 in 4/64

$$\omega_{a,i} = \omega_P \cdot \left[1 \pm \frac{r_3 \cdot r_7}{r_5 \cdot r_1} \cdot \left(1 - \frac{\omega_7}{\omega_P} \right) \right] . \quad 4/64a$$

Durch Koeffizientenvergleich mit Gleichung 4/63 erkennt man:

$$i_L = \frac{r_5 \cdot r_1}{r_3 \cdot r_7} \cdot \frac{1}{1 - \frac{\omega_7}{\omega_P}} . \quad 4/66$$

Jede Lenkübersetzung ist durch eine feste Lenkübersetzung und eine Rutschübersetzung aufgebaut (Gleichung 4/26):

$$i_L = i_{Lf} \cdot i_{wr} .$$

Durch den Vergleich mit Gleichung 4/66 ergibt sich:

$$i_{Lf} = \frac{r_5 \cdot r_1}{r_3 \cdot r_7} = \frac{z_5 \cdot z_1}{z_3 \cdot z_7} , \quad 4/67$$

$$i_{wr} = \frac{1}{1 - \frac{\omega_7}{\omega_P}} . \quad 4/68$$

Da ω_7 auch die Winkelgeschwindigkeit an der Bremse B 12 ist, gilt (Gleichung 4/58a, Einfaches Lenkdifferenzial):

$$i_{wr} = \frac{1}{1 - \frac{\omega_{Br}}{\omega_P}} = \frac{1}{1 - \frac{n_{Br}}{n_P}} . \quad 4/68a$$

Die Rutschübersetzung ist bei allen Ausgleichsgetrieben gleich aufgebaut und verläuft je nach Rutschzustand zwischen den Werten 1 bei fester Lenkübersetzung und „Unendlich“ bei Geradeausfahrt.

Abb. 4.48 [39] zeigt die Schnittdarstellung eines Cletrac-Getriebes in Stirnradausführung, wie es im Prinzip in dem Fahrzeug MTW M 113 verwendet wird.

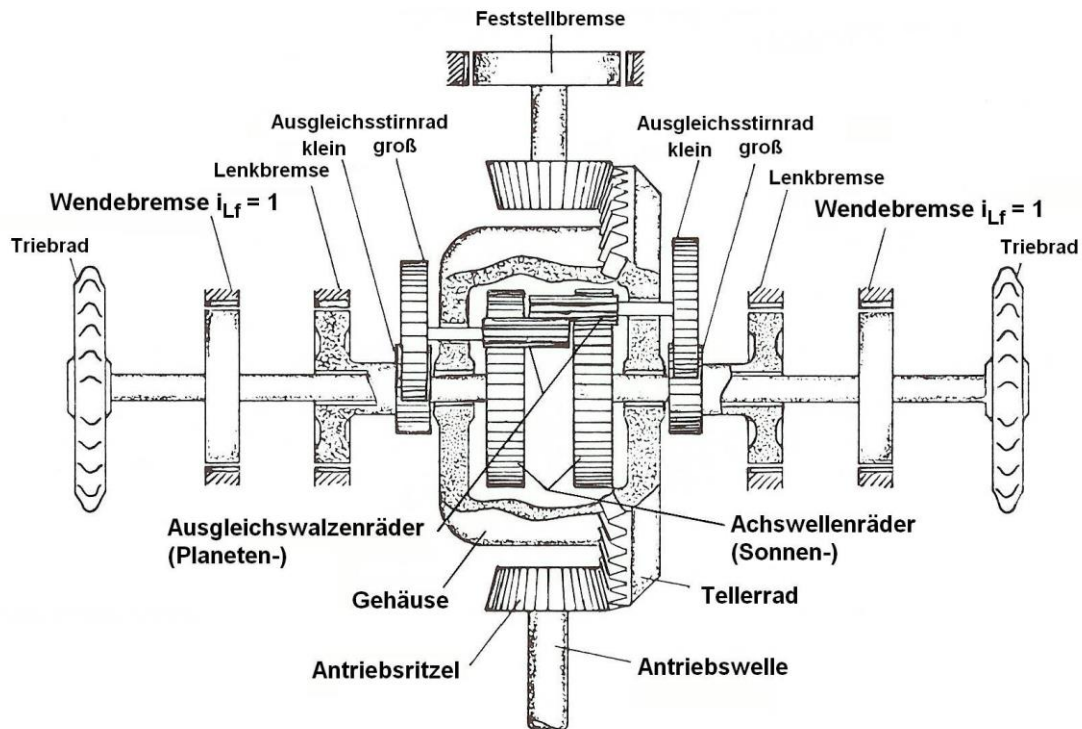


Abb. 4.48: Doppel-Ausgleichs-Lenkgetriebe in Stirnradbauweise, System Cletrac ([39])

Mit „Lenkbremse“ ist das Element B 12 bzw. B 22 aus Abb. 4.47 bezeichnet, mit "Wendebremse" („Wenden um eine Kette“) das Element B 11 bzw. B 21.

Für das Lenkgetriebe des MTW M 113 werden folgende Zähnezahlen festgestellt:

$$z_1 = 45$$

$$z_3 = 11$$

$$z_5 = 26$$

$$z_7 = 30.$$

Damit wird mit Gl. 4/67 die feste Lenkübersetzung berechnet: $i_{Lf} = 3,545$.

Der theoretische Mindestradius beträgt bei einer Spurweite $s = 2,16$ m damit $R_{\min} = 4$ m.

Bei der Berechnung des Wirkungsgradverhaltens gelten die in Kapitel 4.2.2 abgeleiteten Gleichungen für symmetrische Lenkgetriebe. Allerdings ist zu beachten, dass eine pauschale Annahme der konstanten Triebwerksverluste nur zu fehlerbehafteten Ergebnissen führt. Aus Abb. 4.23 ist zu entnehmen, dass bei $i_{Lf} = 3$ in bestimmten Kurvenbereichen infolge der Blindleistung höhere Leistungen als die des Motors fließen. Die in diesem Bereich entstehenden Verluste steigen natürlich, bezogen auf P_{an} . Die genauere Erfassung liefert eine Rechnung entsprechend den Gleichungen 4/60, 4/61a, 4/62a:

a) Bereich $f_R \geq f_W \cdot \lambda / 2$; $F_i \geq 0$:

$$V_L = \frac{F_G \cdot v_m}{2} \cdot \frac{1}{\eta_{SV}} \cdot \left[\frac{1}{\eta_z^3} \cdot \left(f_R + \frac{f_W \cdot \lambda}{2} \right) - \left(f_R - \frac{f_W \cdot \lambda}{2} \right) \right] \cdot \left(\frac{1}{i_{Lf}} - \frac{1}{i_L} \right) \quad 4/69$$

$$P_{an} = \frac{F_G \cdot v_m}{2} \cdot \frac{1}{\eta_{MG} \cdot \eta_{SV}} \cdot \left[\left(1 + \frac{1}{i_{Lf} \cdot \eta_z^3} \right) \cdot \left(f_R + \frac{f_W \cdot \lambda}{2} \right) + \left(1 - \frac{1}{i_{Lf}} \right) \cdot \left(f_R - \frac{f_W \cdot \lambda}{2} \right) \right] \quad 4/70$$

b) Bereich $f_R \leq f_W \cdot \lambda / 2$; $F_i \leq 0$:

$$V_L = \frac{F_G \cdot v_m}{2} \cdot \left[\frac{1}{\eta_{SV} \cdot \eta_z^3} \cdot \left(f_R + \frac{f_W \cdot \lambda}{2} \right) - \frac{\eta_{SV}}{\eta_z^2} \cdot \left(f_R - \frac{f_W \cdot \lambda}{2} \right) \right] \cdot \left(\frac{1}{i_{Lf}} - \frac{1}{i_L} \right) \quad 4/71$$

$$P_{an} = \frac{F_G \cdot v_m}{2} \cdot \frac{1}{\eta_{MG}} \cdot \left[\frac{1}{\eta_{SV}} \cdot \left(1 + \frac{1}{i_{Lf} \cdot \eta_z^3} \right) \cdot \left(f_R + \frac{f_W \cdot \lambda}{2} \right) + \eta_{SV} \cdot \left(1 - \frac{1}{i_{Lf} \cdot \eta_z^2} \right) \cdot \left(f_R - \frac{f_W \cdot \lambda}{2} \right) \right] \quad 4/72$$

Für die Kurvenfahrt mit Bremsen B 11 bzw. B 21 gelten die Gleichungen 4/60, 4/61a, 4/62a.

Die Triebwerkverluste V_T entsprechend η_T werden wieder gemäß den Gleichungen 4/46 und 4/47 berechnet.

Die Auswertung ist in Form eines Leistungsflusses für vier kennzeichnende Fahrzustände durchgeführt (Abb. 4.49 bis 4.52).

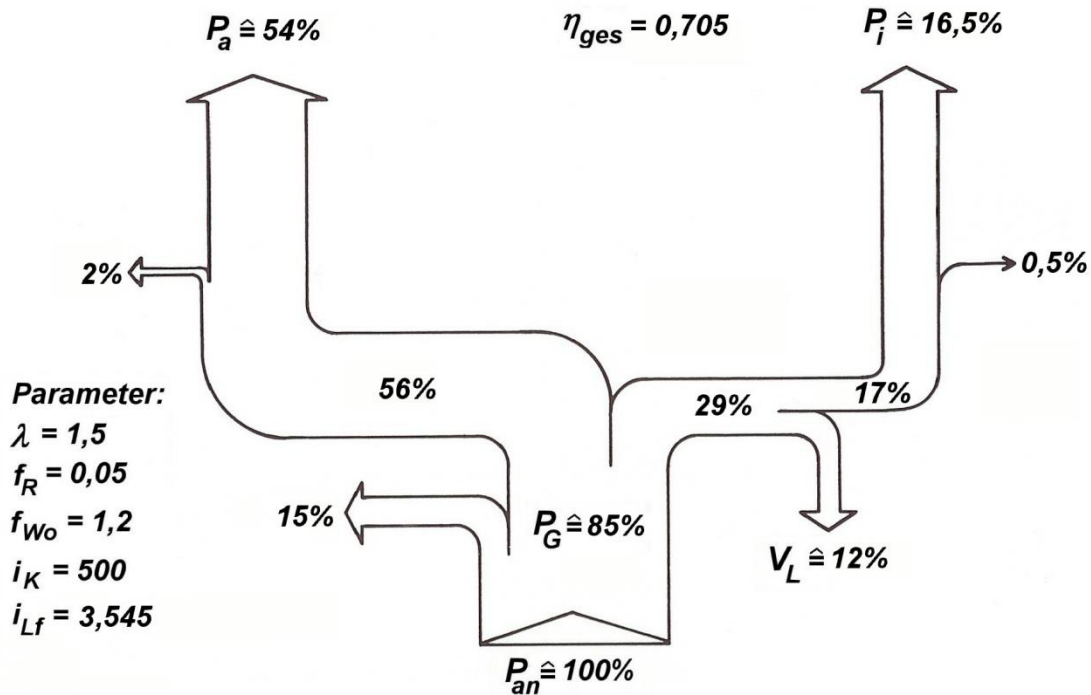


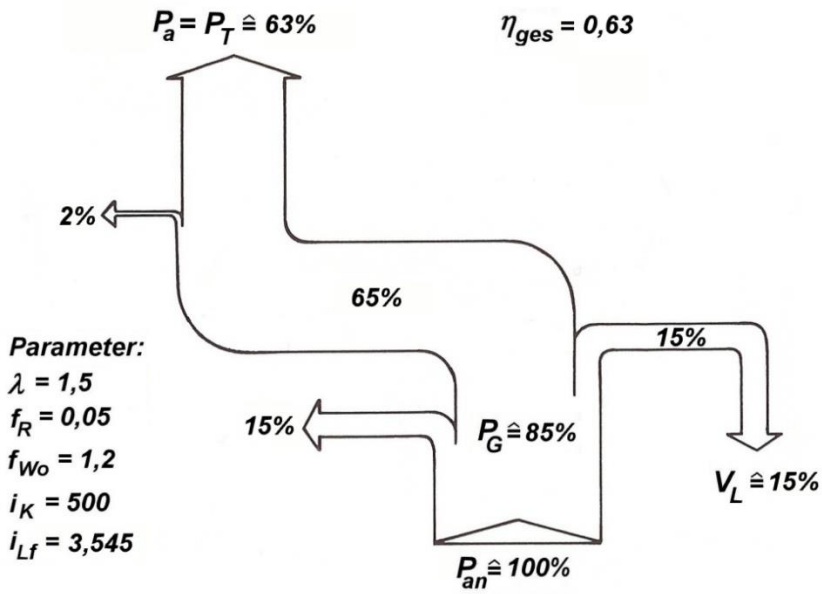
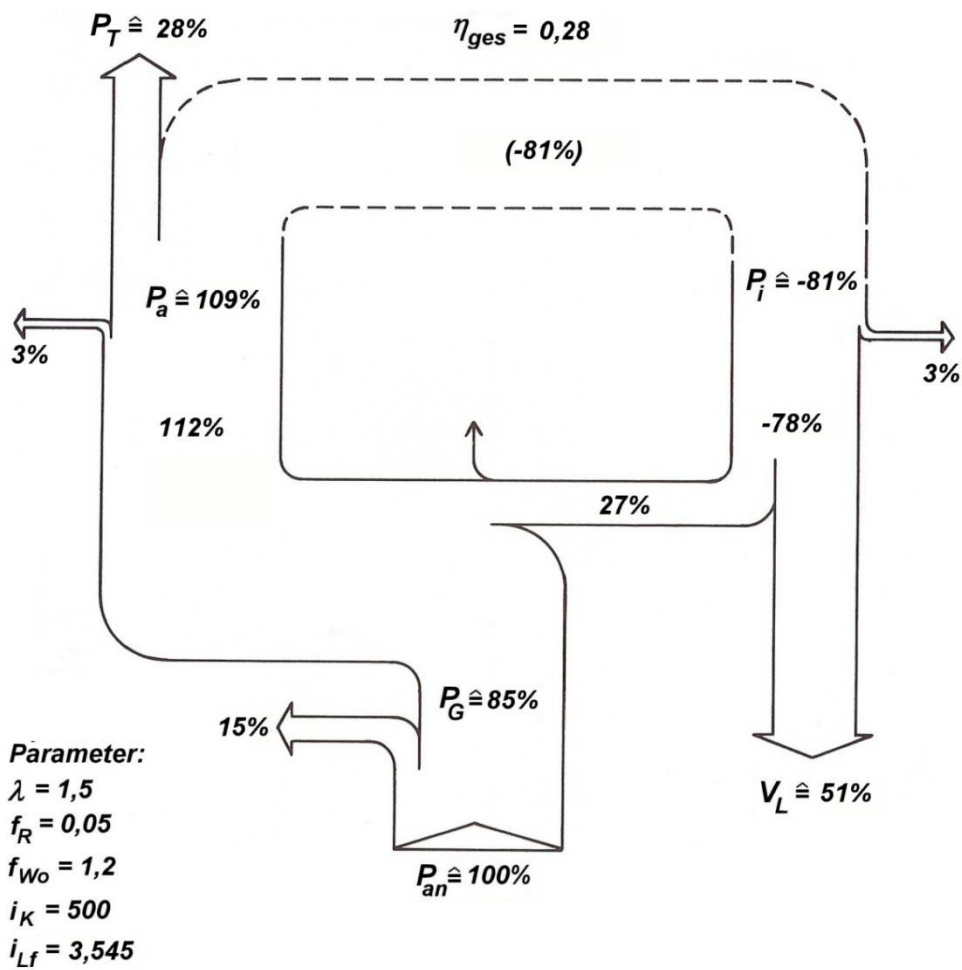
Abb. 4.49: Doppel-Ausgleichs-Lenkgetriebe, Leistungsfluss bei $i_L = 450$

Dabei werden die gleichen getriebe- und fahrtechnischen Parameter gewählt wie in den Abbildungen 4.33 und 4.45.

Auch dieses Getriebe zeigt ein leistungsmäßig ungünstiges Verhalten. Schon bei kleinen Lenkkorrekturen sind Lenkverluste von 12 % hinzunehmen (Abb. 4.49).

Beim Zustand $F_i = 0$, entsprechend $i_L = 407$, betragen die Lenkverluste schon 15 %, der Gesamtwirkungsgrad nur 63 %. Hier ist ein Nachteil gegenüber dem Kupplungs-Brems-Lenkgetriebe fest zustellen, bei dem dieser Fahrzustand ohne Lenkverluste bei einem Gesamtwirkungsgrad von 80 % gefahren werden kann.

Bei einer Lenkübersetzung $i_L = 30$, die im häufig gefahrenen Kurvenbereich liegt, sinkt der Gesamtwirkungsgrad sogar auf 28 % ab, bei Lenkverlusten von 51 %. Dieser geringe Gesamtwirkungsgrad ist in weitem Kurvenbereich gegeben, wie aus der Leistungsbilanz in der Abbildung 4.53 zu ersehen ist. Man erkennt allerdings einen deutlichen Leistungsgewinn gegenüber dem einfachen Lenkdifferenzial.

Abb. 4.50: Doppel-Ausgleichs-Lenkgetriebe, Leistungsfluss bei $i_L = 407$ ($P_i = 0$)Abb. 4.51: Doppel-Ausgleichs-Lenkgetriebe, Leistungsfluss bei $i_L = 30$

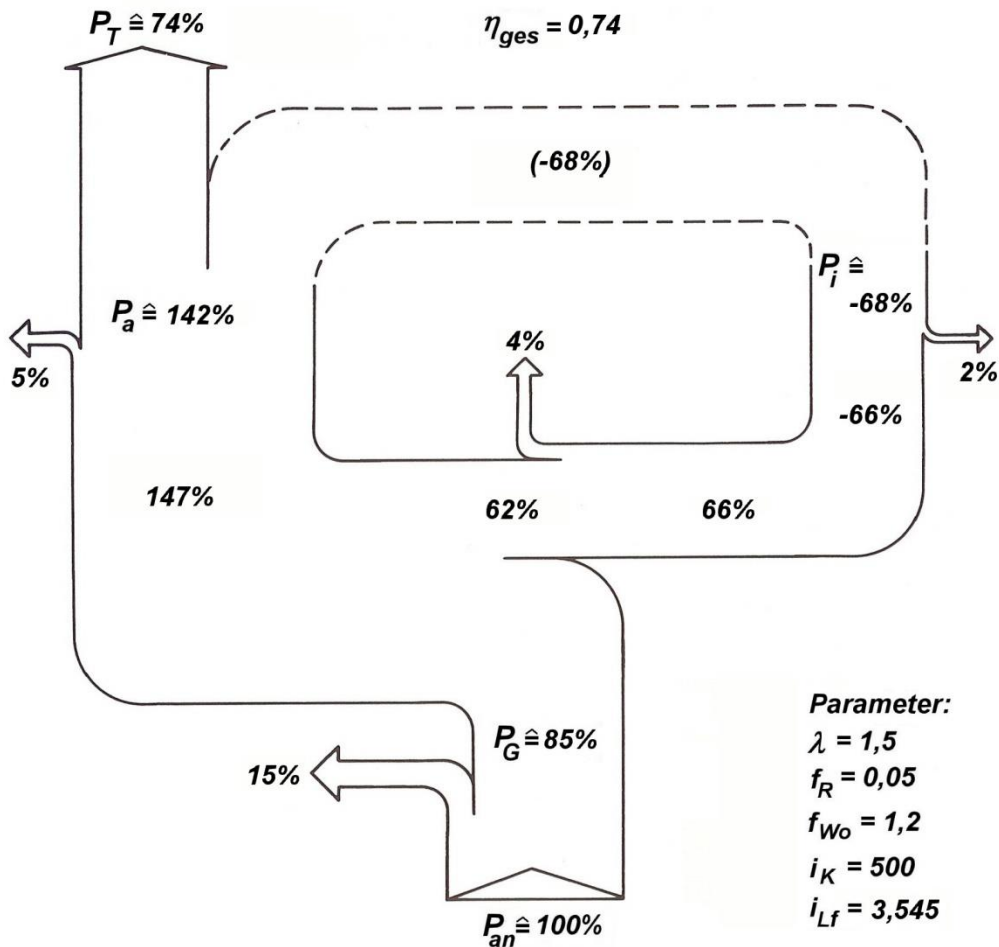


Abb. 4.52: Doppel-Ausgleichs-Lenkgetriebe, Leistungsfluss beim Fahren mit fester Lenkübersetzung

Die mit kleinerem Radius zunehmende zirkulierende Blindleistung (Abb. 4.51 und 4.52) führt dazu, dass der Triebwerkwirkungsgrad sich gegenüber dem einfachen Lenkdifferenzial verschlechtert. Die Gesamtleistungsbilanz wird infolge der geringeren Lenkverluste aber verbessert.

Bei einem Fahrzeug mit einem Getriebetyp nach Abbildung 4.48 wird der Kurvenbereich bis zum kleinstmöglichen Radius zweckmäßig mit der „Lenkbremse“, der darunter liegende bis zum „Wenden um eine Kette“ mit der „Wendebremse“ befahren. Die resultierende Kurve für den Gesamtwirkungsgrad verläuft dabei auf einer Sägezahnlinie (bis $i_{Lf} = 3,545$ durchgezogene, darunter bis $i_{Lf} = 1$ gestrichelte Kurve, Abb. 4.53).

Oben wurde angegeben, dass dieser Getriebetyp zwar häufig in leichten Kettenfahrzeugen, dagegen kaum in der mittleren Klasse verwendet wird (Ausnahme: KPz AMX 30). Die ungünstige Leistungsbilanz liefert hierfür die Erklärung. Dies wird durch die Darstellung in Abb. 4.54 verdeutlicht.

Wenn bei Kurvenfahrt die gleiche Geschwindigkeit wie bei Geradeausfahrt gehalten werden soll, ist im Bereich $i_L = 20$ bis 100 , in dem der Mehrbedarf für die Wendeleistung noch gering ist, eine Erhöhung der erforderlichen Antriebsleistung um das 3,5 bis 2,5-fache erforderlich. Davon verlangen allein die Lenkverluste eine Zunahme um das 1,9 bis 1,4-fache.

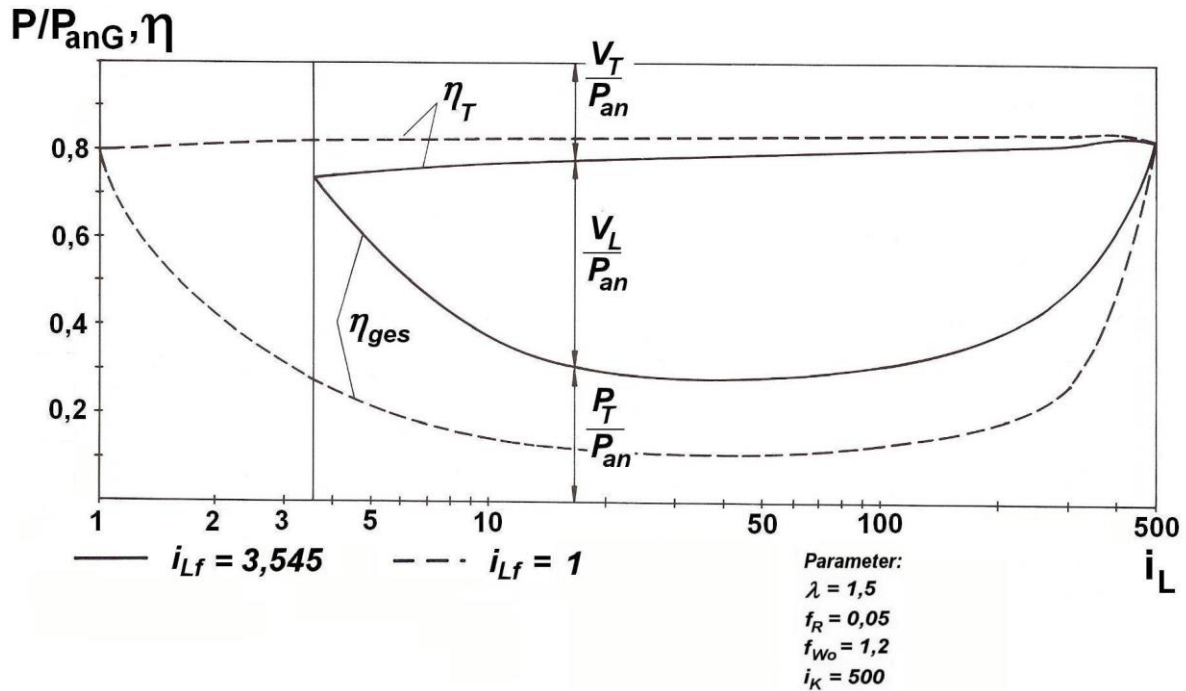


Abb. 4.53: Doppel-Ausgleichs-Lenkgetriebe, Leistungsbilanz

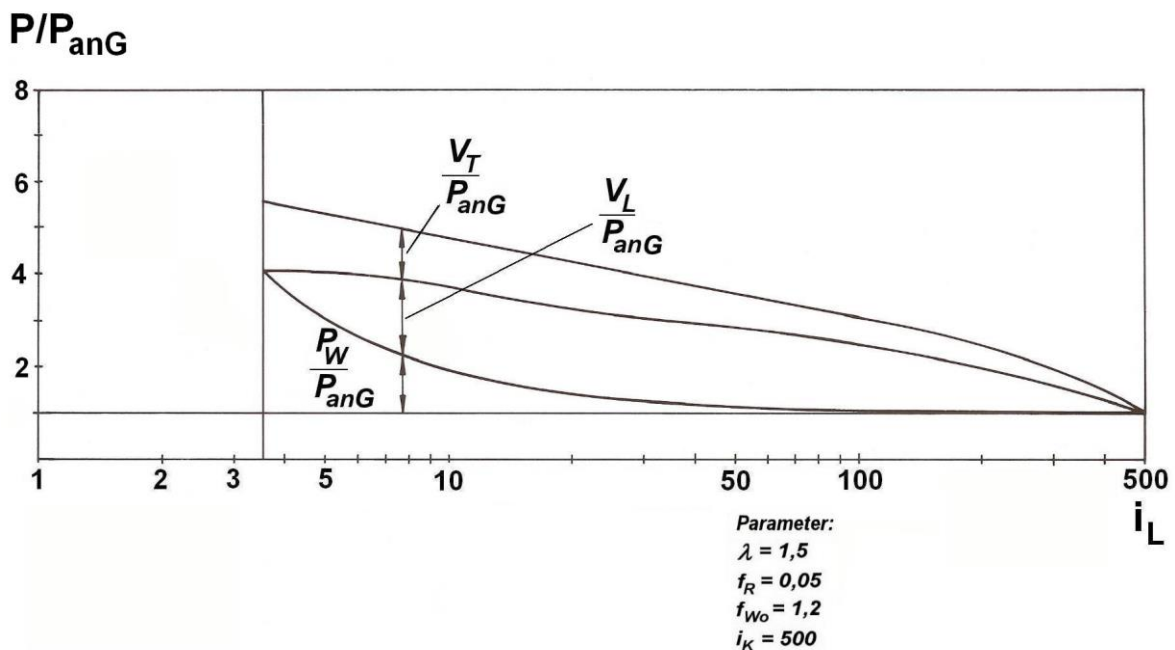


Abb. 4.54: Doppel-Ausgleichs-Lenkgetriebe, Leistungsbilanz für konstante Geschwindigkeit

Die Leistungsbilanz der Ausgleichs-Lenkgetriebe kann weiter verbessert werden, wenn in das Getriebe zusätzliche Elemente für größere feste Lenkübersetzungen integriert werden. Mit den so erhaltenen Dreifach-, Vierfach- oder n-fach-Lenkdiffereenzialen kann die Leistungsbilanz entsprechend Abb. 4.25 verwirklicht werden.

Die Darstellung eines Dreifach-Ausgleich-Lenkgetriebes in Abb. 4.55 in Kegelradausführung zeigt aber deutlich, dass der konstruktive Aufwand erheblich anwächst.

Für die Betätigung wären für jede Fahrzeugseite pro Bremsselement eine Bedienungsvorrichtung erforderlich oder eine Regeleinrichtung, die die Betätigungsabfolge sinnvoll steuert. Außerdem würde der Gesamtwirkungsgrad nicht den idealen Verlauf der Kurven in Abb. 4.25 erreichen, da ein Teil des Leistungsgewinns durch den Verlust im Triebwerkwirkungsgrad (mehr umlaufende Teile, höhere zirkulierende Blindleistung) negativ kompensiert werden würde.

Das Doppel-Ausgleichs-Lenkgetriebe stellt daher einen brauchbaren Kompromiss zwischen Leistungsverhalten und konstruktivem Aufwand dar. Es eignet sich aber nicht für mittlere und schwere Kampfpanzer, da die hier erforderliche hohe Motorleistung bei Kurvenfahrt nur teilweise genutzt wird und der Rest eine erhebliche Belastung des Kühlsystems darstellt.

Abschließend sei darauf hingewiesen, dass fahrtechnisch der Bereich des schlechten Wirkungsgrades vermieden wird, wenn ein beliebiger Kurvenzug durch eine Folge von Abschnitten entsprechend der festen Lenkübersetzung und anschließenden geraden Strecken angenähert wird (polygoner Kurvenzug). Dieses Fahrverhalten vermeidet außerdem ein Rutschenlassen der Bremsen und mindert dadurch den Verschleiß.

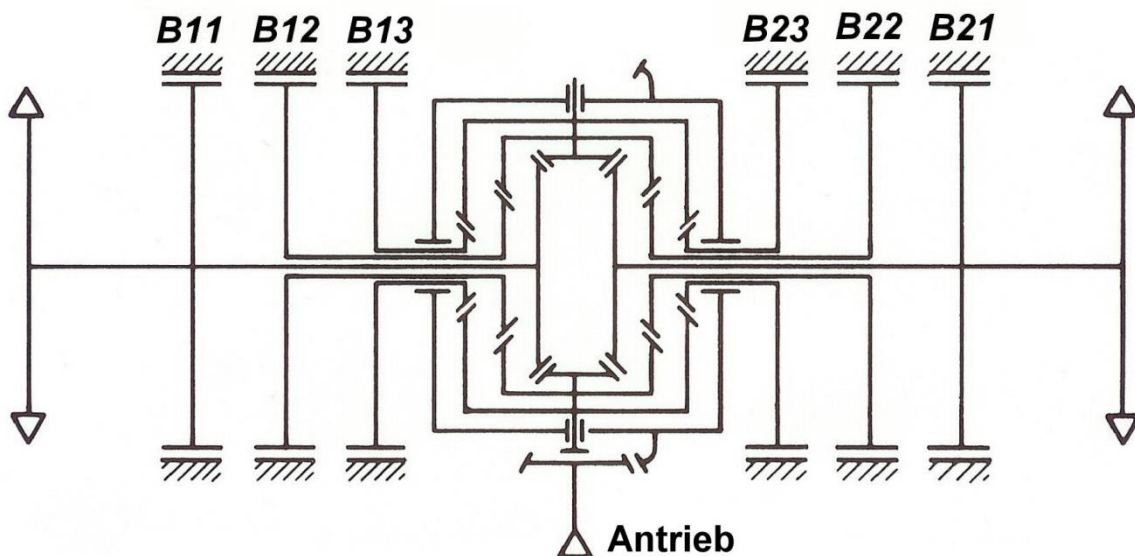


Abb.4.55: Dreifach-Lenkdiffereenzial (Kegelradausführung)

4.4.2 Überlagerungs-Lenkgetriebe

4.4.2.1 Grundsätzliches

4.4.2.1.1 Kennzeichnende Eigenschaften der Überlagerungs-Lenkgetriebe

Die bisher behandelten Lenkgetriebe haben den in Abb. 4.56 dargestellten Leistungsfluss gemeinsam. Schaltgetriebe und Lenkgetriebe sind im Kraftfluss Motor-Triebrad in Reihe geschaltet. Dies bedeutet unter anderem, dass durch den gewählten Gang im Schaltgetriebe kein Einfluss auf das Lenkverhalten genommen wird, abgesehen davon, dass bei großen geschalteten Übersetzungen ein höheres Drehmoment zur Überwindung der Widerstände und Verluste bei kleinerer Drehzahl zur Verfügung steht und damit eventuell auf die fahrbare Geschwindigkeit Einfluss genommen wird. Die Größe des gefahrenen Kurvenradius' wird allein durch das Lenkgetriebe bestimmt.

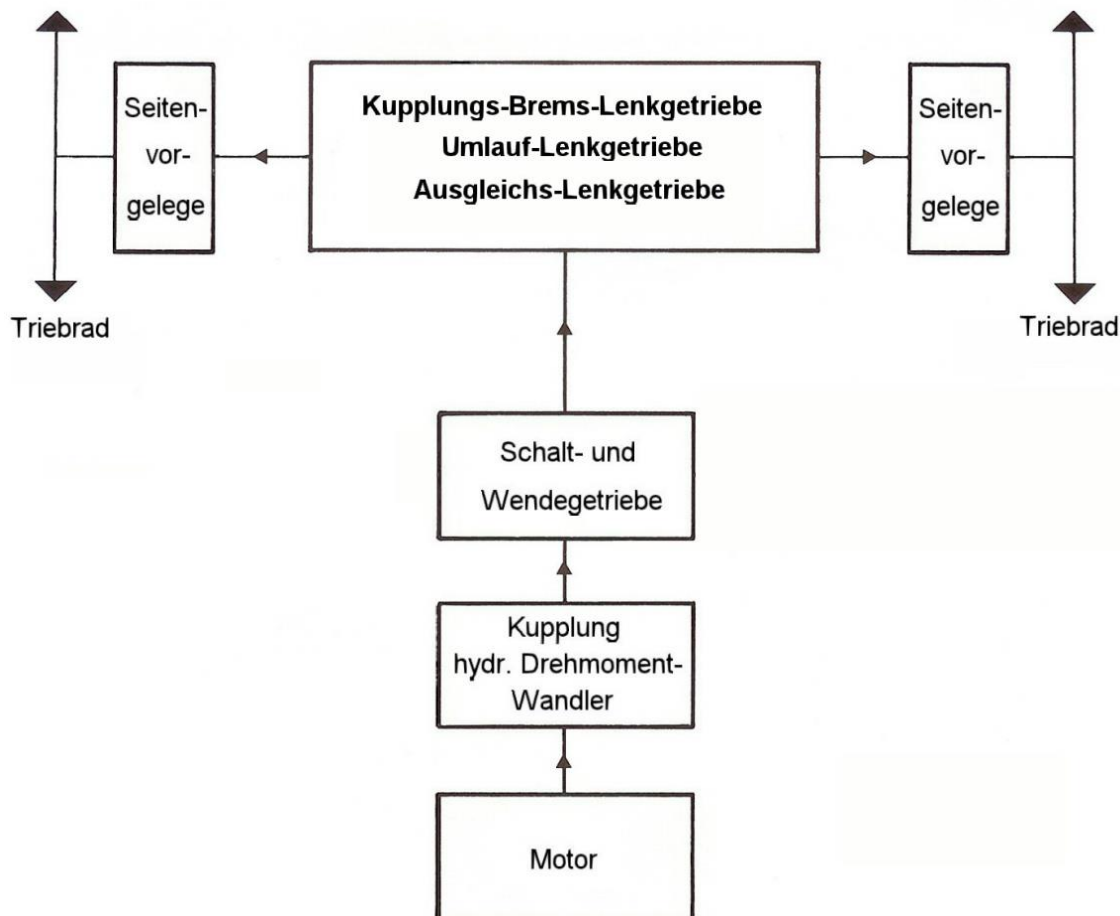


Abb. 4.56: Schematischer Leistungsfluss („Reihenschaltung“) beim Kupplungs-Brems-Lenkgetriebe, Umlauf-Lenkgetriebe, Ausgleichs-Lenkgetriebe

Anders liegen die Verhältnisse bei den Überlagerungs-Lenkgetrieben, denen der prinzipielle Leistungsfluss der Abb. 4.57 gemeinsam ist. Hier wird auf dem Weg A oder B Leistung zum Lenkgetriebe geführt. Die Leistung aus dem Lenkgetriebe wird auf den Zweigen C und D in die Summierungsgetriebe geleitet, die in Kraftflussrichtung hinter dem Schaltgetriebe liegen.

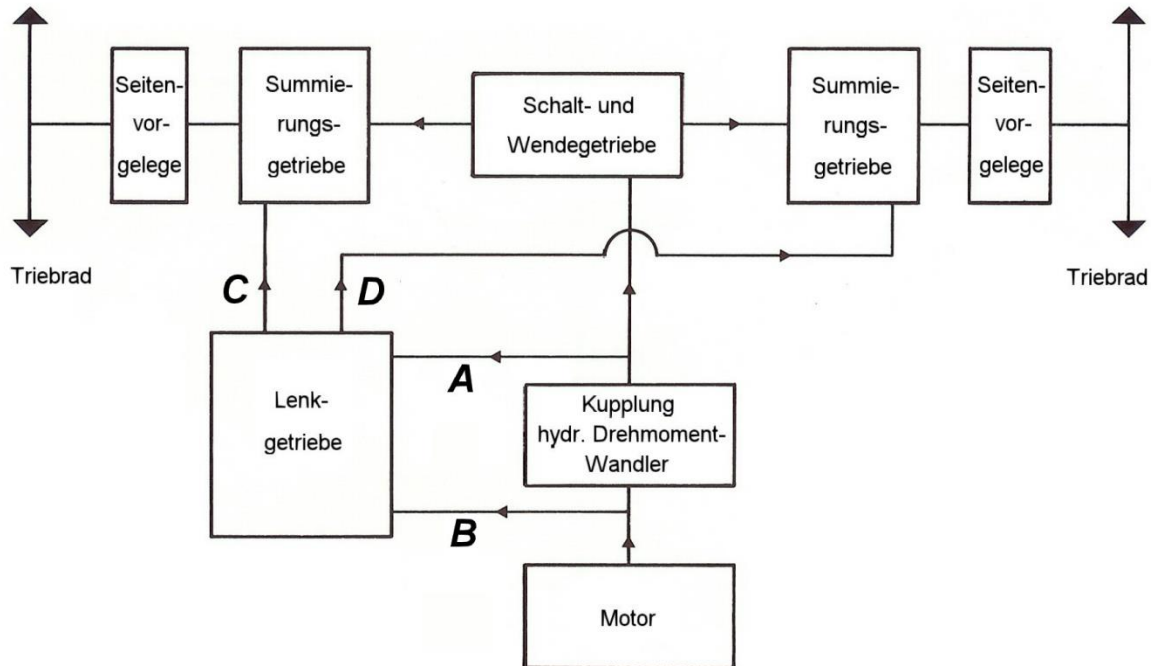


Abb.4.57: Schematischer Leistungsfluss bei den Überlagerungs-Lenkgetrieben

Die Kurvenbedingungen entsprechend Gleichung 2/66:

$$i_L = \frac{n_a + n_i}{n_a - n_i}$$

wird bei diesen Getrieben dadurch erfüllt, dass gemäß den Gleichungen 4/17 und 4/18

$$n_a = n_v + n_{wa} \quad \text{und} \quad n_i = n_v - n_{wi}$$

auf der kurvenäußeren Seite der Vorwärtsdrehzahl n_v eine positive Wendedrehzahl n_{wa} , auf der kurveninneren eine negative Wendedrehzahl n_{wi} überlagert wird (Die Überlagerung auf einer der beiden Seiten kann auch wegfallen, vergl. unten: asymmetrischer Lenkantrieb).

Hieraus ergeben sich Gesetzmäßigkeiten, die allen Arten von Überlagerungs-Lenkgetrieben gemeinsam sind:

1. *Leistungsteilung:*

- a) Leistung für die Vorwärtsbewegung über das Schalt- und Wendegetriebe (Vorwärts-Rückwärts) zum Summierungsgetriebe,
- b) Leistung für die Wendebewegung (Kurvenfahrt) über das Lenkgetriebe zum Summierungsgetriebe.

2. *Anzahl der festen Lenkübersetzungen:*

Mit Gleichung 4/25 gilt:

$$i_L = \frac{i_{wf} \cdot i_{wr}}{i_v} .$$

Darin ist der Quotient i_{wf} / i_v die feste Lenkübersetzung i_{Lf} , wobei i_v das Produkt aller Übersetzungen im Schaltgetriebezweig, i_{wf} das Produkt aller festen Übersetzungen im Lenkgetriebezweig darstellt.

Die Vorwärtsübersetzung i_v wird durch die Gangstufen im Schaltgetriebe variiert, die feste Wendeübersetzung i_{wf} eventuell im Lenkgetriebe. Durch die Kombination der Schaltmöglichkeiten ergibt sich folgende Gesetzmäßigkeit für die Anzahl der festen Lenkübersetzungen:

Anzahl der festen Lenkübersetzungen $i_{Lf} = \text{Anzahl der Übersetzungsstufen im Schaltgetriebe (Wechselgetriebe)} \times \text{Anzahl der schaltbaren festen Übersetzungen im Lenkgetriebe}.$

Im Beispiel der relativ einfachen Kombination einer festen Übersetzung im Lenkgetriebe mit einem 4-Gang-Schaltgetriebe erhält man vier feste Lenkübersetzungen. Damit ist der Kurvenbereich, der durch Rutschenlassen eines Lenkorgans überdeckt werden muss, in vier Abschnitte geringerer Lenkverluste aufgeteilt. Ein besseres Leistungsverhalten als bei den bisher besprochenen Getriebearten ist zu erwarten (vergl. Abb. 4.25).

Überlagerungs-Lenkgetriebe werden danach bezeichnet, wie viele feste Übersetzungen im Lenkgetriebe geschaltet werden können. Eine feste Übersetzung bestimmt ein Einradien-Überlagerungs-Lenkgetriebe, zwei ein Zweiradien-Überlagerungs-Lenkgetriebe usw. (vergl. Abb. 4.27c). Ein stufenloses Überlagerungs-Lenkgetriebe wird dann erreicht, wenn im Schalt- und/oder Lenkgetriebe eine stufenlose Übersetzung hergestellt wird (vergl. Kapitel 4.1.2.2). Bei heute ausgeführten Überlagerungs-Lenkgetrieben ist das stufenlose Getriebe im Lenkgetriebezweig enthalten.

3. Zusammenhang: Übersetzung im Schaltgetriebe – Kurvenradius:

Aus Gleichung 4/25 ist zu ersehen, dass bei Überlagerungs-Lenkgetrieben kein eindeutiger Zusammenhang zwischen Betätigungseinrichtung für die Lenkung und dem Kurvenradius gegeben ist. Während die Übersetzung im Lenkgetriebe durch die Lenkbetätigung eindeutig festgelegt werden kann, hängt die Lenkübersetzung zusätzlich von der Größe der Schaltübersetzung ab. Entsprechend Gleichung 4/25: $i_L \sim 1/i_v$ wird der Kurvenradius bei gleicher Betätigung umso größer, je kleiner die Übersetzung im Schaltgetriebe ist. Da die feste Lenkübersetzung gleichzeitig den fahrbaren Mindestkurvenradius beschreibt, bedeutet dies, dass die Kurvenbeweglichkeit vom geschalteten Gang abhängt. Bei nicht automatisierten Schaltgetrieben muss also in einen „kleinen Gang“ zurückgeschaltet werden, wenn ein enger Kurvenradius zu durchfahren ist. Wie unten zu zeigen ist, erfolgt dieser Vorgang bei einigen Fahrzeugen zwangsläufig über die Lenkungseinrichtung. Sonst erfordert diese Gesetzmäßigkeit eine entsprechende Ausbildung des Bedieners.

Eine weitere Besonderheit liegt bei Überlagerungs-Lenkgetrieben bei Rückwärtsfahrt vor. Hier wird im Schalt- mit dem Wendegetriebe die Drehrichtung umgekehrt, während im Lenkgetriebezweig zunächst keine Änderung erfolgt. Dadurch kehren sich aber die Überlagerungsverhältnisse in den beiden Summierungsgetrieben um, so dass bei gleicher Lenkbedienung und Rückwärtsfahrt die Kurvenrichtung entgegengesetzt der bei Vorwärtsfahrt ist. Dem kann begegnet werden, wenn die relativen Drehrichtungen aus dem Lenkgetriebe mit der Fahrtrichtung geändert werden. Da dies bei vielen Prinzipien aber konstruktiv nicht oder nur unter sehr großem Aufwand verwirklichtbar ist, wird meist darauf verzichtet. Erfahrungsgemäß bereitet bei entsprechender Ausbildung die Beherrschung dieses Fahrzustandes geringe Schwierigkeiten.

4. Kursstabilität und exaktes Lenken:

Fahrzeuge mit Überlagerungs-Lenkgetrieben sind bei Geradeausfahrt kursstabil, wenn nicht im Lenkgetriebe ein Differenzial (allgemeiner gefasst: Ausgleichselement) angeordnet ist, über das ein selbständiger Drehzahlausgleich von einer Kettenseite zur anderen möglich ist.

Im Kapitel 4.2.4 war unter der Überschrift „Exaktes Lenken“ gefordert worden, dass der Kurvenradius bei unverändert eingestellten Bedienelementen für die Lenkung (in einem geschalteten Gang) konstant bleibt.

Die Erfüllung dieser Forderung hängt bei Fahrzeugen mit einer hydraulischen Kupplung oder einem hydrodynamischen Drehmomentwandler im Kraftfluss

davon ab, ob der Leistungsfluss auf den Wegen A oder B (Abb. 4.57) zum Lenkgetriebe erfolgt. Im Fall A werden Schaltgetriebe- und Lenkgetriebezweig gleichmäßig vom Kupplungs- bzw. Wandlerschlupf betroffen. Dieser hat also keinen Einfluss auf die Drehzahlüberlagerung in den Summierungsgetrieben, damit auf das Kurvenverhalten. Im Fall B wird das Lenkgetriebe unmittelbar von der Motordrehzahl beaufschlagt, damit ist die Lenkgetriebe-Überlagerung am Summierungsgetriebe proportional der Motordrehzahl. Die Drehzahl aus dem Schaltgetriebezweig wird dagegen durch den hydraulischen Schlupf beeinflusst. Dadurch ist folgender Einfluss auf den Kurvenradius gegeben:

aus Gleichung 4/25 mit

$$i_{wf} \cdot i_{wr} = K \text{ (konstante Lenkbetätigung)}$$

ergibt sich

$$i_L = \frac{K}{i_v} .$$

Mit Gleichung 4/23

$$i_v = i_f \cdot i_{Wa} \cdot i_{SG}$$

erhält man für einen bestimmten Gang

$$i_L = \frac{K_1}{i_{Wa}} \quad \left(\text{mit } K_1 = \frac{K}{i_f \cdot i_{SG}} \right) .$$

Dabei ist

$$i_{Wa} = \frac{n_{an}}{n_{ab}} = \frac{n_{Pumpenrad}}{n_{Turbinenrad}} \quad (\text{im Antriebsfall})$$

und

$$i_L = \frac{n_{Turbinenrad}}{n_{Pumpenrad}} \cdot K_1 = (0 \dots 1) \cdot K_1 . \quad 4/73$$

Die Lenkübersetzung wird also in diesem Fall zusätzlich zu den oben diskutierten Größen (hier ausgedrückt durch K_1) durch den Schlupf in Kupplung bzw. hydrodynamischem (Drehmoment-)Wandler beeinflusst. Hierdurch können folgende Fahrzustände auftreten:

- a) Beim Beschleunigen tritt zunächst großer Schlupf auf (Drehzahlverhältnis $\rightarrow 0$), d.h., dass der Kurvenradius durch „Gasgeben“ verkleinert werden kann, bis das Drehzahlverhältnis auf einen Wert gering unter eins oder gleich eins (mechanische Überbrückungskupplung) angewachsen ist.

Dieses Verhalten kommt der Erwartung des Bedieners entgegen, ist aus psychologischer Sicht also begrüßenswert.

- b) Im Schiebetrieb kehren sich allerdings die Verhältnisse um. Während mit fallender Motordrehzahl proportional die Lenkdrehzahl am Summierungsgetriebe abnimmt, ändert sich aufgrund der trägen Masse des Fahrzeugs die Geschwindigkeit, damit die Triebraddrehzahl und die Vorwärtsdrehzahl in den Summierungsgetrieben nur wenig, da der Wandler bzw. die hydraulische Kupplung als Puffer wirkt. Der Einfluss der Drehzahlüberlagerung durch den Lenkantrieb wird immer geringer, die Lenkwilligkeit des Fahrzeugs verschlechtert sich. Besonders kritisch ist dieses Verhalten, wenn während der Fahrt der Motor auf ein geringes Drehzahlniveau absinkt oder sogar stehen bleibt. Ein weiterer kritischer Parameter ist das Gefälle, wenn das Fahrzeug durch die Hangabtriebskraft zusätzlich beschleunigt wird und dadurch mit zunehmender Vorwärtsdrehzahl die Überlagerung durch die Lenkdrehzahl prozentual noch geringer wird.

Diesem Fahrverhalten kann wirksam nur durch eine automatische, mechanische Überbrückung des hydraulischen Bauteils begegnet werden, da dann Motor- und Lenktriebwellen gezwungen würden, entsprechend den festen Getriebestufungen mitzudrehen.

Eine Verbesserung ergibt sich auch durch ein Zurückschalten, da dann das Turbinenrad schneller dreht und der Kraftfluss in rückwärtiger Richtung vergrößert wird.

Außerdem kann die mangelnde Lenkwilligkeit seitens des Fahrers durch „Gasgeben“ kompensiert werden. Da dieser Fahrzustand aber in schwierigen Fahrsituationen (z.B. Kurve mit Engstelle oder Gefälle) besonders kritisch werden kann, verlangt dies ein Umdenken des Fahrers, da er normalerweise „Gas wegnehmen“ würde, so wie er es vom Radfahrzeug gewöhnt ist. Dieser psychologische Nachteil verlangt eine gründliche Ausbildung des Bedieners in Gefahrensituationen.

Besser sind die oben beschriebenen konstruktiven Maßnahmen.

5. *Symmetrischer bzw. asymmetrischer Lenkantrieb:*

Die Leistungsausgänge C und D (Abb. 4.57) bestimmen die Überlagerung in den Summierungsgetrieben mit der Lenkdrehzahl. Sind die Drehzahlen in den Zweigen C und D im Vorzeichen verschieden aber betragsmäßig gleich groß, so liegt der Fall des *symmetrischen Überlagerungs-Lenkgetriebes* vor. Im Getriebe muss dabei ein Bauteil enthalten sein, das die Beeinflussung der Summie-

rungsgetriebe in der Drehrichtung umkehrt. In der Übersicht der Abb. 4.27b und c ist dieses Element mit 37 bezeichnet.

Die Bedingung für die Kurvenfahrt entsprechend Gleichung 2/66 ist aber auch erfüllt, wenn der Vorwärtsdrehzahl beliebige, aber verschieden große Lenkdrehzahlen überlagert werden, so dass resultierend die Drehzahlen kurvenaußen bzw. -innen verschieden sind. In diesem Fall, in dem nicht die obige Beziehung zwischen den Lenkdrehzahlen vorliegt, spricht man vom *asymmetrischen Überlagerungs-Lenkgetriebe*. Bei ausgeführten Getrieben dieses Prinzips wird nur eine Seite bei Kurvenfahrt beeinflusst. Der Leistungsfluss wird also wechselweise im Zweig C bzw. D zu Null. Damit ergibt sich gegenüber dem symmetrischen Getriebe bei Rückwärtsfahrt nicht die Notwendigkeit des Gegenlenkens (vergl. oben unter 3.).

4.4.2.1.2 Bedeutung des Summierungsgetriebes

Neben dem Schalt- und dem Lenkgetriebe ist das Summierungsgetriebe (Summierdifferenzial) ein wesentliches Bauteil des Überlagerungs-Lenkgetriebes. In ihm werden die Leistungen aus dem Schaltgetriebe (Vorwärtsdrehzahl) und Lenkgetriebe (Wendedrehzahl) zur Abtriebsdrehzahl überlagert. Als konstruktives Element für diese Funktion bietet sich ein Planetengetriebesatz an, bei dem das festgebremste Teil aus Abb. 4.36 hier den Zusatzantrieb übernimmt. Aus der Vielzahl der Kombinationsmöglichkeiten soll hier nur die behandelt werden, die bei fast allen vorhandenen und konzipierten Überlagerungs-Lenkgetrieben üblich ist. Bei diesem Prinzip (Abb. 4.58) beeinflusst der Vorwärtsantrieb über das Schaltgetriebe das Außenrad (Hohlrad), der Lenkantrieb das Sonnenrad. Der Abtrieb erfolgt über den Planetenradträger (Steg). In der Darstellung der Abb. 4.58 ist der Fall des symmetrischen Getriebes dargestellt, bei dem die Überlagerung betragsmäßig gleich groß ist.

Die in Abb. 4.58 enthaltene Gleichung für die Abtriebsdrehzahl wird durch Umstellen aus Gleichung 4/48a gewonnen:

$$n_S = n_P - i_o \cdot (n_A - n_P)$$

$$n_P = n_A \cdot \frac{i_o}{i_o + 1} + n_S \cdot \frac{1}{i_o + 1} .$$

4/9

Mit der in Abb. 4.36 eingeführten Bezeichnung für die Übersetzung in Planetengetrieben erhält man:

$$n_P = n_A \cdot \frac{1}{i_{ASP}} + (\pm n_S) \cdot \frac{1}{i_{SAP}} .$$

4/9a

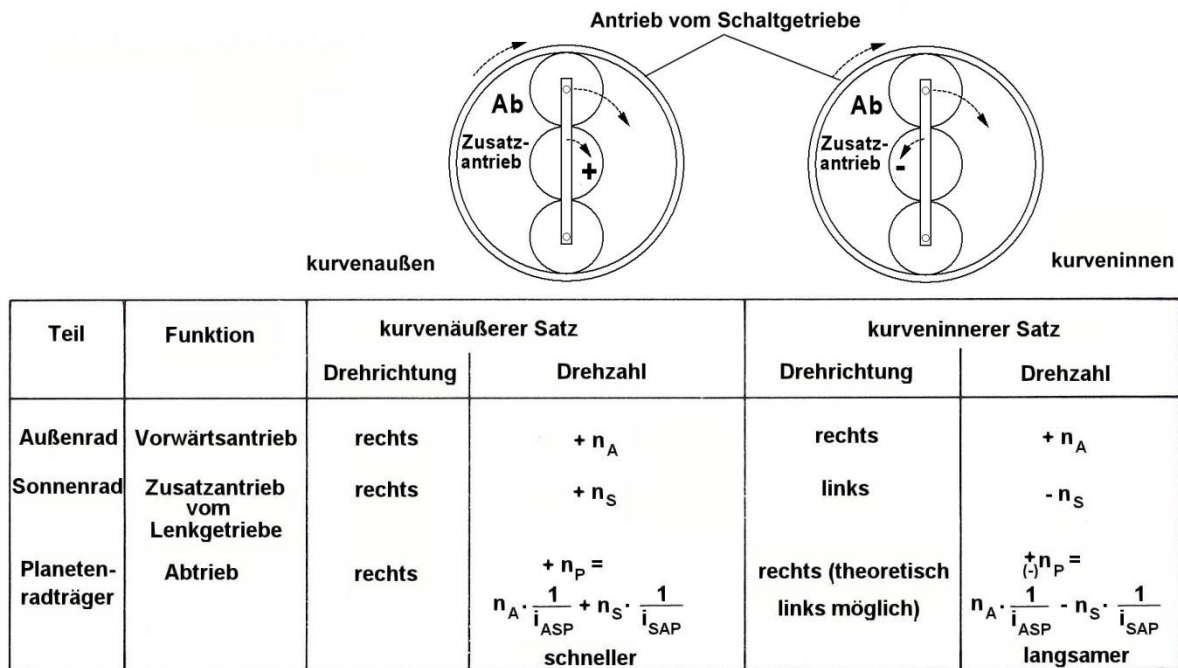


Abb. 4.58: Drehzahlüberlagerung im Summierungsgetriebe

Wie aus der Darstellung für den kurveninneren Satz in Abb. 4.58 zu entnehmen ist, kann die Abtriebsdrehzahl $n_P \leq 0$ werden, d.h. dass der Kurvenbereich $i_L < 1$ erreicht werden kann. Dies war mit den bisher besprochenen Getriebearten nicht möglich. Aus Gleichung 4/9 erhält man für $n_P = 0$ entsprechend $i_{Lf} = 1$ die Bedingung:

$$n_A \cdot i_o = -n_S$$

$$\frac{n_A}{n_S} = i = -\frac{1}{i_o} .$$

4/48a

Wenn also das Zahlenverhältnis der Drehzahlen des Sonnenrades zum Hohlrads gleich der Standübersetzung wird, ist dieser Grenzfall erreicht.

Bei den meisten Überlagerungs-Lenkgetrieben kann der Vorwärtsantrieb abgeschaltet werden ($n_A = 0$). Hieraus folgt für ein symmetrisches Lenkgetriebe, dass die Stege und damit die Triebräder gegensinnig mit betragsmäßig gleicher Drehzahl drehen. Dies ist die Bedingung für $i_L = 0$, „Wenden um die Hochachse“.

Bei der Wirkungsgradberechnung ist der Fluss der Wälzleistung im Summierungsge-

triebe zu berücksichtigen. Mit Tabelle 4.1 sind hier folgende Fälle zu unterscheiden (mit $i = n_A/n_S$; die Zahlen in Klammern verweisen auf die laufende Nummer in Tabelle 4.1, die Bezeichnungen „inneres“, „äußeres Summierungsgetriebe“ auf die relative Lage bei Kurvenfahrt):

- | | | | |
|----|------------------------|------|---|
| a) | $0 < i < 1$ | (7) | Wälzleistung fließt vom Sonnenrad zum Außenrad (möglicher Betriebszustand am äußeren Summierungsgetriebe) |
| b) | $1 < i < \infty$ | (9) | Wälzleistung fließt vom Außenrad zum Sonnenrad (äußeres Summierungsgetriebe) |
| c) | $-\infty < i < -1/i_0$ | (10) | Wälzleistung fließt vom Sonnenrad zum Außenrad (inneres Summierungsgetriebe) |
| d) | $-\infty < i < -1/i_0$ | (11) | Wälzleistung fließt vom Außenrad zum Sonnenrad (inneres Summierungsgetriebe) |

mit den Sonderfällen:

- | | | | |
|----|--------------|-----|---|
| e) | $i = 0$ | (4) | Außenrad steht: Wälzleistung vom Sonnenrad zum Außenrad |
| f) | $i = \infty$ | (5) | Sonnenrad steht: Wälzleistung vom Außenrad zum Sonnenrad |
| g) | $i = -1/i_0$ | (2) | Innerer Planetenträger steht: Wälzleistung vom Sonnenrad zum Außenrad (inneres Summierungsgetriebe) |

Bei der Berechnung von Überlagerungs-Lenkgetrieben ist damit der Kurvenbereich neben den bisher genannten Kriterien (Bereich einer festen Lenkübersetzung, Vorzeichen der Kettenleistung) noch zusätzlich entsprechend dem Wälzleistungsfluss aufzuteilen. Die Bereichsgrenzen, die in Tabelle 4.1 durch das Drehzahlverhältnis i angegeben sind, können in Bezug auf das Summierungsgetriebe in einfacher Weise durch die Lenkübersetzung ausgedrückt werden.

Mit Gleichung 4/20

$$i_L = \frac{n_v}{n_w}$$

und

$$n_v = n_A \cdot \frac{1}{i_{ASP}} \cdot \frac{1}{i_{SV}}$$

$$n_w = n_S \cdot \frac{1}{i_{SAP}} \cdot \frac{1}{i_{SV}}$$

Folgt

$$i_L = \frac{n_A}{n_S} \cdot \frac{i_{SAP}}{i_{ASP}} = i \cdot i_o$$

$$i = \frac{i_L}{i_o} .$$

4/74

In den genannten Fällen ist also Gleichung 4/74 einzusetzen (vergl. Tabelle 4.1):

- | | | | |
|----|--------------------------------|------|---|
| a) | $0 < i_L < i_o$ | (7) | äußeres Summierungsgetriebe |
| b) | $i_o < i_L < \infty$ | (9) | äußeres Summierungsgetriebe |
| c) | $i_L (F_i = 0) > i_L > 1$ | (10) | inneres Summierungsgetriebe |
| d) | $\infty > i_L > i_L (F_i = 0)$ | (11) | inneres Summierungsgetriebe |
| e) | $i_L = 0$ | (4) | „Wenden um die Hochachse“ |
| f) | $i_L = \infty$ | (5) | Geradeausfahrt |
| g) | $i_L = 1$ | (2) | „Wenden um eine Kette“, inneres Summierungsgetriebe |

Der Gültigkeitsbereich der Fälle c) und d) wird zusätzlich durch die Flussrichtung der Leistung am Steg des inneren Summierungsgetriebes festgelegt.

Die Fälle e) und f) beschreiben die Leistungsflussverhältnisse am inneren und äußeren Summierungsgetriebe.

Beim in der Praxis selten vorkommenden Kurvenbereich $0 < i_L < 1$ sind für das innere Summierungsgetriebe die Verhältnisse des Falles a) zutreffend.

4.4.2.1.3 Entwicklung des Überlagerungs-Lenkgetriebes

Die Merkmale des Überlagerungs-Lenkgetriebes gehen u.a. auf Anfänge in Frankreich (Somua und B1, letzterer mit hydrostatischem Lenkgetriebe, 1939/40), Deutschland (Pz.Kpfw. Panther 1942/43 und Tiger 1942) und in den USA (M 46, 1949) zurück [38].

Die Entwicklung des Panther-Getriebes basiert offensichtlich auf den Umlauf-Getrieben, wobei sich für die höheren Gewichtsklassen die Unzulänglichkeiten jener

Lenkung zeigten. Abb. 4.59 stellt den Entwicklungsschritt vom Umlauf-Lenkgetriebe der Abb. 4.38 zum Überlagerungs-Lenkgetriebe dar.

Bei diesem Überlagerungs-Lenkgetriebe dient die Kupplung K 1 oder K 2 nicht wie beim Umlauf-Getriebe dazu, den Planetensatz zu verblocken, sondern einen zusätzlichen Antrieb vom Motor her zuzuschalten und durch die Überlagerung dieser Lenkdrehzahl unterschiedliche Stegdrehzahlen, damit Triebraddrehzahlen zu erreichen.

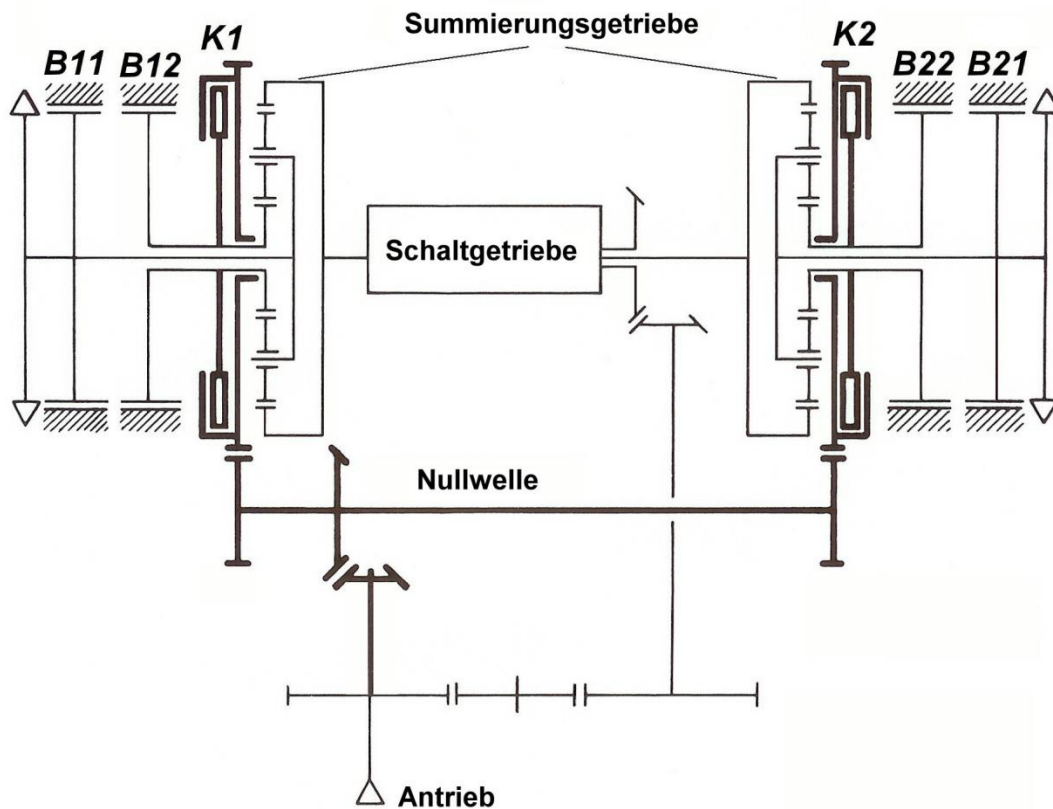


Abb. 4.59: Entwicklung des Überlagerungs-Lenkgetriebes aus dem Umlauf-Lenkgetriebe

Im Einzelnen erfolgt der Lenkvorgang dadurch, dass auf der kurveninneren Seite zunächst die Stützbremse B 12 bzw. B 22 gelöst wird und über die Kupplung K 1 bzw. K 2 die Lenkdrehzahl negativ im Sonnenrad überlagert wird, so dass der Steg langsamer dreht. Auf der gegenüberliegenden Seite bleibt die Stützbremse geschlossen, der Planetensatz erfährt keine Veränderungen gegenüber der Geradeausfahrt. Es liegt also der Fall des asymmetrischen Überlagerungs-Lenkgetriebes vor.

Im Pz.Kpfw. Panther konnten mit diesem Getriebetyp in Verbindung mit einem 7-Gang-Schaltgetriebe sieben feste Lenkübersetzungen hergestellt werden. Außerdem ermöglicht dieser Getriebetyp nach Lösen der kurveninneren Kupplung und Stützbremse durch Festziehen der Lenkbremse B 11 bzw. B 21 wie bei Kupplungs-Brems-Lenkgetrieben die feste Lenkübersetzung $i_{Lf} = 1$, damit das „Wenden um eine Kette“. Ein „Wenden um die Hochachse“ kann nicht erfolgen. Abb. 4.60 zeigt das Getriebe-schemata des Einraden-Überlagerungs-Lenkgetriebes des Pz.Kpfw. Panther, Abb. 4.61 die entsprechende Schnittdarstellung, mit der Lenkbremse für $i_{Lf} = 1$ in der Ausführung einer Vollscheibenbremse [35].

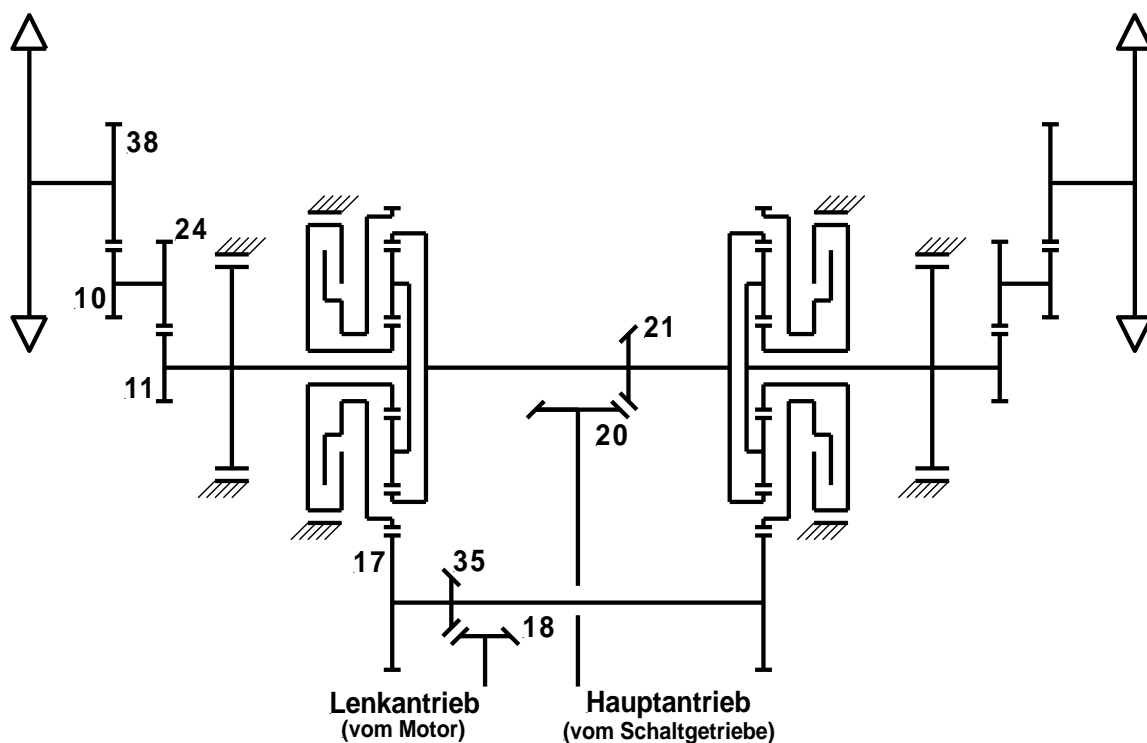


Abb. 4.60: Einraden-Überlagerungs-Lenkgetriebe (Schema), Pz.Kpfw. Panther

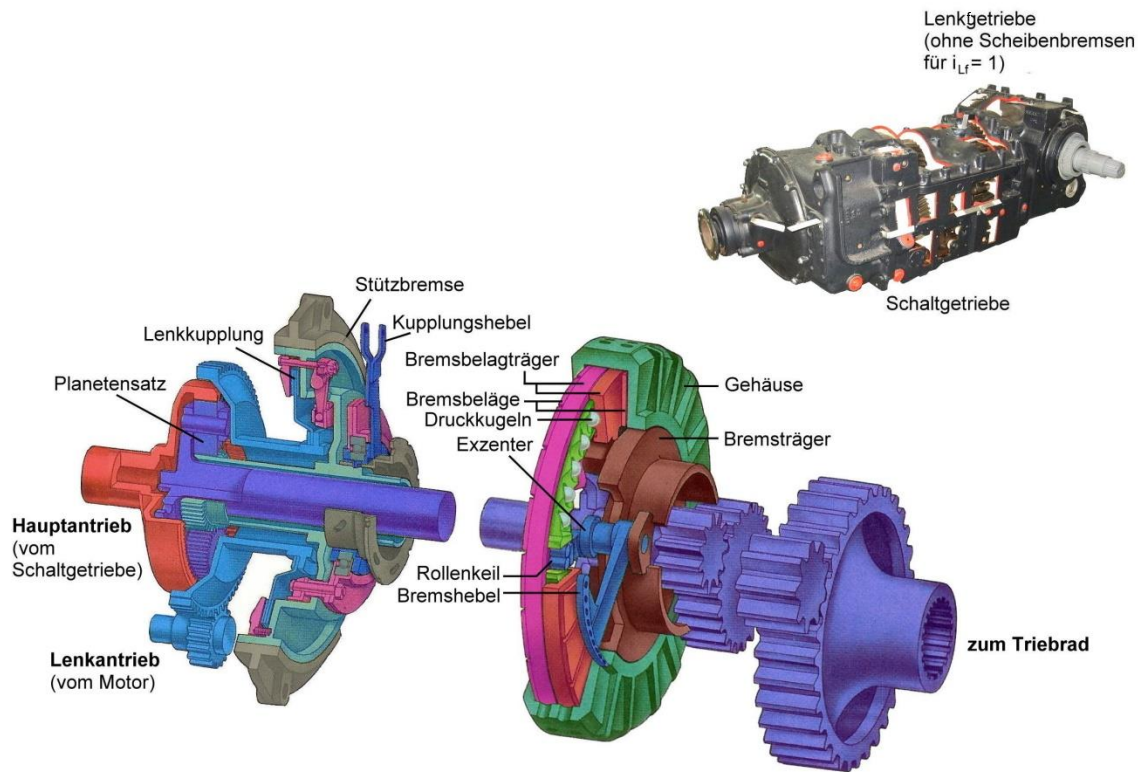


Abb. 4.61: Einraden-Überlagerungs-Lenkgetriebe (rechte Seite), Pz.Kpfw. Panther (vergl. [35])

4.4.2.1.4 Zusammenfassung

Abschließend sollen für die grundsätzlichen Betrachtungen die wesentlichsten Merkmale der Überlagerungs-Lenkgetriebe noch einmal herausgestellt werden:

- Die Anzahl der festen Lenkübersetzungen errechnet sich aus dem Produkt der Stufenzahl im Schaltgetriebezweig und der Zahl der festen Übersetzungen im Lenkgetriebezweig. Ein stufenloses Getriebe in einem oder beiden Zweigen führt zum stufenlosen Überlagerungs-Lenkgetriebe.
- Das Kurvenverhalten ist vom geschalteten Gang im Wechselgetriebe abhängig. Dabei lassen sich im „großen Gang“ (kleine Übersetzung) nur große Kurvenradien befahren.
- Kursstabilität bei Geradeausfahrt ist dann gegeben, wenn sich im Lenkgetriebezweig kein Ausgleichselement mit selbständiger Differenzialwirkung befindet oder wenn die Nullwelle durch Stabilisierungskupplungen/Stützbremsen festgelegt werden kann.
- Exaktes Lenken ist dann nicht gegeben, wenn sich im Kraftfluss ein hydraulischer Kennungswandler befindet, dessen Schlupf nur einen Zweig beeinflusst.

- Ein symmetrisches Lenkgetriebe liegt vor, wenn die Lenkdrehzahl zu den Summierungsgetrieben vorzeichenverschieden, aber betragsmäßig gleich groß ist.
- Die Gesamtleistung setzt sich aus einer Vorwärtsleistung über das Schaltgetriebe und einer Wendeleistung über das Lenkgetriebe zusammen.
- Bei der Berechnung von Verlustleistungen, Wirkungsgraden und der erforderlichen Antriebsleistung sind Bereiche zu beachten, die gebildet werden durch:
 - Flussrichtung der Triebbradleistungen
 - Flussrichtung der Wälzleistung im Summierungsgetriebe
 - feste Lenkübersetzungen.

In den folgenden Kapiteln sollen die Prinzipien der einzelnen Arten von Überlagerungs-Lenkgetrieben diskutiert und Gleichungen zur Berechnung der festen Lenkübersetzungen, Wirkungsgrade und Leistungen aufgestellt werden.

Daneben sollen ausgeführte Konstruktionen als Beispiele für diese Prinzipien vorgestellt und teilweise berechnet werden. Die weitere Betrachtung beschränkt sich dabei allein auf die heute meist üblichen symmetrischen Getriebe.

4.4.2.2 Radien-Überlagerungs-Lenkgetriebe

4.4.2.2.1 Prinzip

Bei der Gruppe der Radien-Überlagerungs-Lenkgetriebe wird die Anzahl der festen Lenkübersetzungen (wie oben ausgeführt) durch das Produkt der Zahl von schaltbaren Stufen im Schalt- und Lenkgetriebezweig erhalten.

Ein Mehr-Radien-Überlagerungs-Lenkgetriebe vervielfacht demnach bei gleichem Schaltgetriebe (gegenüber dem Einradien-Überlagerungs-Lenkgetriebe) die Zahl der Kurvenradien, die verlustarm, d.h. ohne die oben definierten Lenkverluste gefahren werden können.

In der Praxis sind Radien-Überlagerungs-Lenkgetriebe, wohl aus Gründen des Bauaufwands, in der Serie nur in der Einradien- bzw. Zweiradien-Ausführung verwirklicht worden.

Das Prinzip des Einradien-Überlagerungs-Lenkgetriebes ist entsprechend Abb. 4.27c in Abb. 4.62, das des Zweiradien-Überlagerungs-Lenkgetriebes in Abb. 4.63 wiedergegeben.

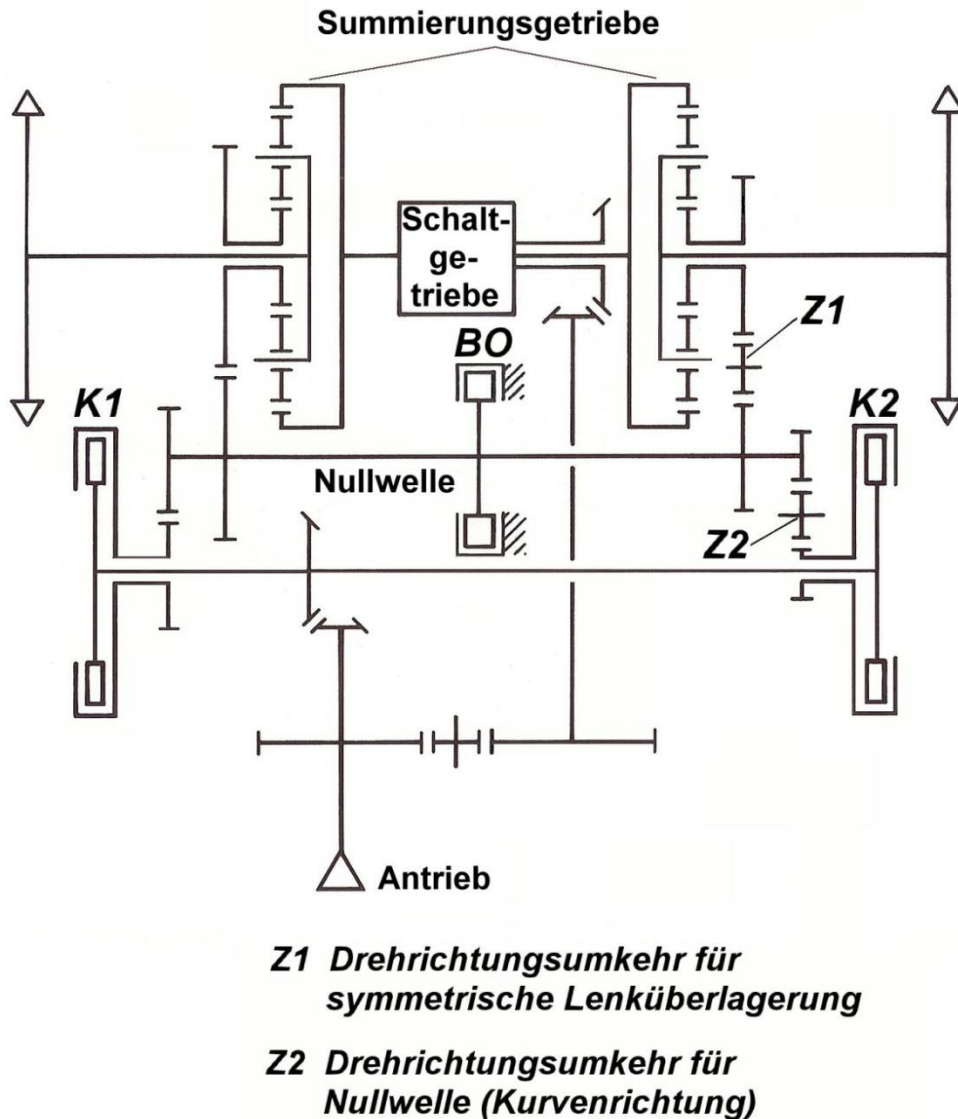
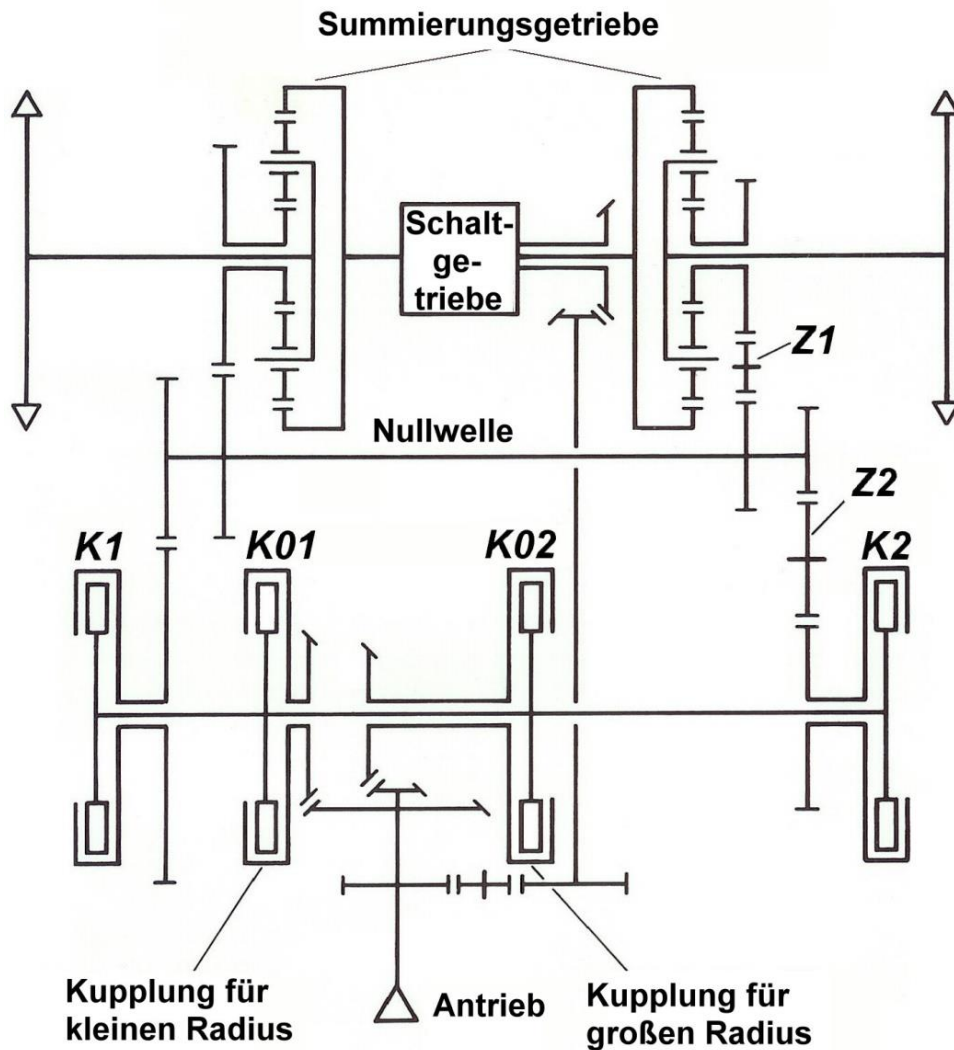


Abb. 4.62: Einraden-Überlagerungs-Lenkgetriebe

Die Überlagerung des Zweiges aus dem Schaltgetriebe mit dem aus dem Lenkgetriebe ist im Summierungsgetriebe in der üblichen Form durchgeführt.

Die Festlegung der Kurvenrichtung erfolgt bei beiden Prinzipien durch Betätigen der Kupplungen K1 bzw. K2. Dabei wird die Drehrichtung der Nullwelle bei Festziehen von K2 durch das Zwischenrad Z2 umgekehrt. Der symmetrische Lenkantrieb wird durch die Drehrichtungsumkehr des Zahnrades Z1 vor dem Eingang zum Summierungsgetriebe erreicht.



- Z1 Drehrichtungsumkehr für
symmetrische Lenküberlagerung**
- Z2 Drehrichtungsumkehr für
Nullwelle (Kurvenrichtung)**

Abb. 4.63: Zweiradien-Überlagerungs-Lenkgetriebe

Die Festlegung der Kurvenrichtung erfolgt bei beiden Prinzipien durch Betätigen der Kupplungen K1 bzw. K2. Dabei wird die Drehrichtung der Nullwelle bei Festziehen von K2 durch das Zwischenrad Z2 umgekehrt. Der symmetrische Lenkantrieb wird durch die Drehrichtungsumkehr des Zahnrades Z1 (Ausgleichselement) vor dem Eingang zum Summierungsgetriebe erreicht.

Beim Einraden-Überlagerungs-Lenkgetriebe (Abb. 4.62) wird durch Festziehen der Kupplungen K1 bzw. K2 bei konstanter Antriebsdrehzahl eine Drehzahl am Sonnen-

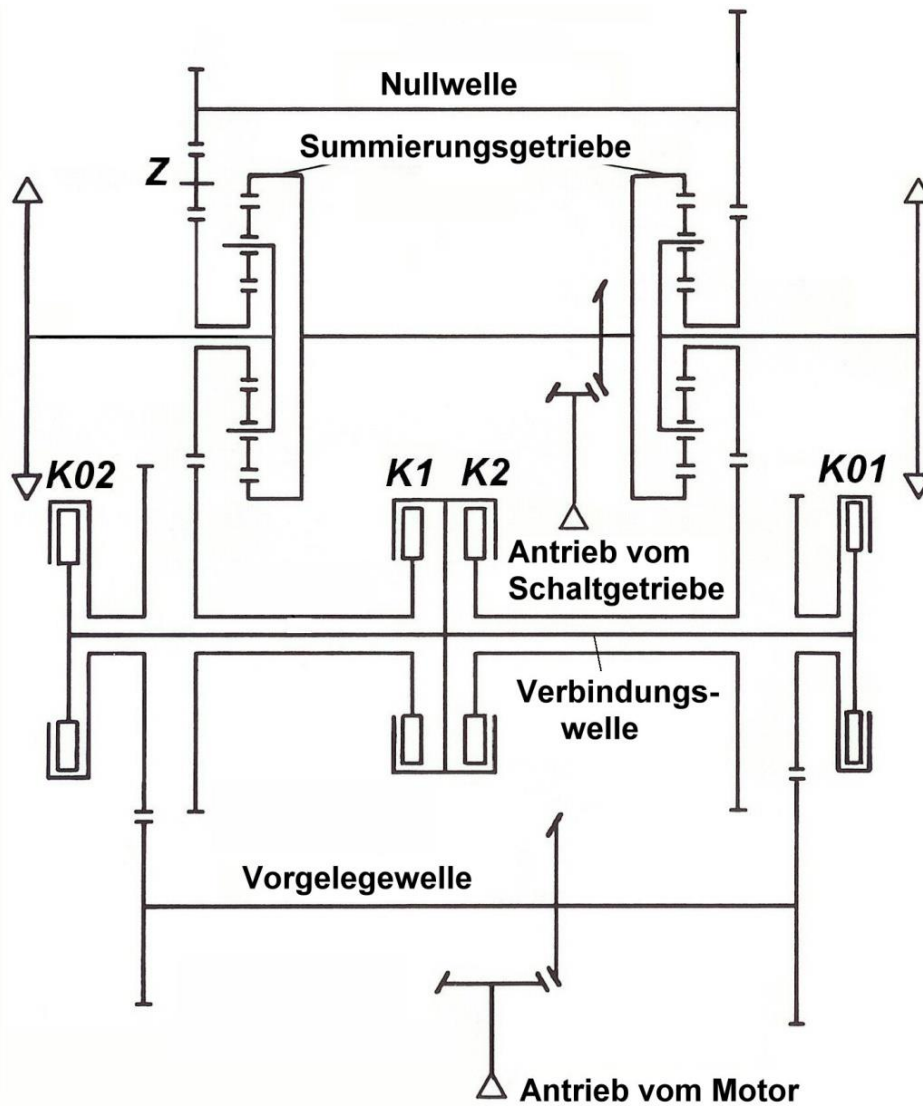
rad des Summierungsgetriebes erzeugt, die durch die Übersetzung der Zwischenräder festgelegt wird. Dadurch wird in jedem Gang (Schaltgetriebe) eine feste Lenkübersetzung bestimmt, die über die oben angegebenen Beziehungen (Gleichung 4/27) den Mindestkurvenradius festlegt. Durch Rutschenlassen der Kupplung kann die Überlagerungs-Drehzahl auf Null herabgesetzt werden und damit der Kurvenradius bis zur Geradeausfahrt vergrößert werden.

Bei Geradeausfahrt stützen sich die Sonnenräder im Summierungsgetriebe über die Nullwelle und das Zwischenrad Z1 gegenseitig ab. Allerdings kann bei unterschiedlichen Fahrwiderständen an den Triebrädern ein selbständiger Drehzahlausgleich und damit eine Lenkbewegung erfolgen. Kursstabilität wird nur erreicht, wenn zusätzlich die Stützbremse B0 betätigt wird, durch die die Sonnenräder des Summierungsgetriebes festgelegt werden.

Beim Zweiradien-Überlagerungs-Lenkgetriebe (Abb. 4.63) kann die Lenküberlagerung bei gleicher Antriebsdrehzahl variiert werden, wenn durch wechselseitiges Betätigen der Kupplungen K01 bzw. K02 unterschiedliche Kegelradübersetzungen wirksam und damit die Drehzahlen zu den Lenkkupplungen K1 bzw. K2 in zwei Stufen verändert werden. Dadurch werden am Summierungsgetriebe in jedem Gang eine doppelte Überlagerung und somit zwei feste Lenkübersetzungen erreicht. Zwischenzustände können wiederum durch Rutschenlassen entweder der Kupplungen K1 bzw. K2 oder K01 bzw. K02 eingestellt werden.

Bei Geradeausfahrt werden die Nullwelle, damit die Sonnenräder im Summierungsgetriebe eindeutig festgelegt, wenn bei gelösten Kupplungen K01 und K02 die Elemente K1 und K2 angezogen sind und über die sie verbindende Zentralwelle und das Zahnrad Z2 eine Verblockung erreicht wird. Damit übernehmen die Kupplungen K1 und K2 zusätzlich die Aufgabe der Stabilisierung des Fahrzustandes bei Geradeausfahrt.

Das Zweiradien-Überlagerungs-Lenkgetriebe des Pz.Kpfw. Tiger (Abb. 4.64, [38]) stellte zum Zeitpunkt der Einführung 1942 einen bedeutenden Fortschritt hinsichtlich des Lenkverhaltens von Kettenfahrzeugen dar. In Verbindung mit einem halbautomatischen 8-Gang-Maybach-Olvar-Vorwählgetriebe konnten 16 feste Lenkübersetzungen verwirklicht werden, d.h. 16 Kurvenradien wurden verlustarm ohne Rutschen im Lenkorgan befahren.



K01 Kupplung für kleinen Radius
K02 Kupplung für großen Radius

Abb. 4.64: Zweiradien-Überlagerungs-Lenkgetriebe des Pz.Kpfw. Tiger

Bei diesem Getriebe sind die Lenkkupplungen K1 und K2 bei Geradeausfahrt geschlossen. Dadurch wird über das Zwischenrad Z, die Verbindungswelle und die sich gegenseitig abstützenden Sonnenräder im Summierungsgetriebe die oben beschriebene Kursstabilität erreicht.

Bei Kurvenfahrt erfolgt nach Lösen der kurveninneren Kupplung K1 oder K2 eine Drehzahlüberlagerung, deren Größe durch die unterschiedlichen Übersetzungen der mit den Bedienkupplungen K01 und K02 verbundenen Stirnradpaarungen bestimmt wird. Die entgegengesetzte Überlagerung am kurveninneren Summierungsgetriebe geschieht durch das Zwischenrad Z und die Verbindungswelle (Null-).

Durch Betätigen eines zentralen Lenkrades wird zunächst die Kupplung für den großen Radius- und durch Weiterdrehen, die des kleinen Kurvenradius geschlossen.

Gegenüber den zum damaligen Zeitpunkt verwendeten Schalt- und Lenkgetrieben ist zwar der fahrmechanische Vorteil festzustellen, vor allem im Hinblick auf das Fahrverhalten eines 57 t - Fahrzeugs (bzw. 69 t für Pz.Kpfw. Königstiger). Vom Standpunkt der Wartung, Instandsetzung und vor allem der Kosten trat aber eine beachtliche Belastung auf.

Eine moderne kompakte Lösung des Zweiradien-Überlagerungs-Lenkgetriebes wird mit dem 4 HP 250 der Zahnradfabrik Friedrichshafen für den KPz Leopard 1 weiter unten ausführlich besprochen (siehe Kapitel 4.4.2.2.4).

Einen Sonderfall, auch hinsichtlich der Berechnung, bildet der Typ des Einradien-Überlagerungs-Lenkgetriebes, bei dem der Lenkgetriebezweig durch ein Ausgleichsgetriebe mit dem Antrieb verbunden ist.

Abb. 4.65 zeigt dieses Prinzip mit einem Ausgleichsgetriebe in Kegelradausführung, wie es bei den englischen Merrit-Brown-Lenkgetrieben für die KPz Cromwell (1943), Churchill (1943), Centurion und Chieftain verwirklicht wurde. Eine konstruktive Lösung in Stirnradbauweise, ähnlich den Ausgleichs-Lenkgetrieben (vergl. Abb. 4.47) findet man bei den amerikanischen Allison-Lenkgetrieben der KPz M 47, M 48 und M 60.

Grundsätzlich wirkt bei dieser Getriebeart das Ausgleichs-Lenkgetriebe bei gelösten Lenkbremsen B1 und B2 als Block, so dass bei Geradeausfahrt zusätzlich eine gleichsinnige Drehzahlüberlagerung an den Sonnenrädern des Summierungsgetriebes durch den „Lenkantrieb“ erfolgt. Bei Betätigung der Bremsen B1 oder B2 wird die kurveninnere Seite bis zum Stillstand des Sonnenrades im Summierungsgetriebe abgebremst. Nach dem Ausgleichsprinzip wird die kurvenäußere Seite um den Betrag des Drehzahlverlustes kurveninnen schneller angetrieben (Bedingung für den symmetrischen Lenkantrieb).

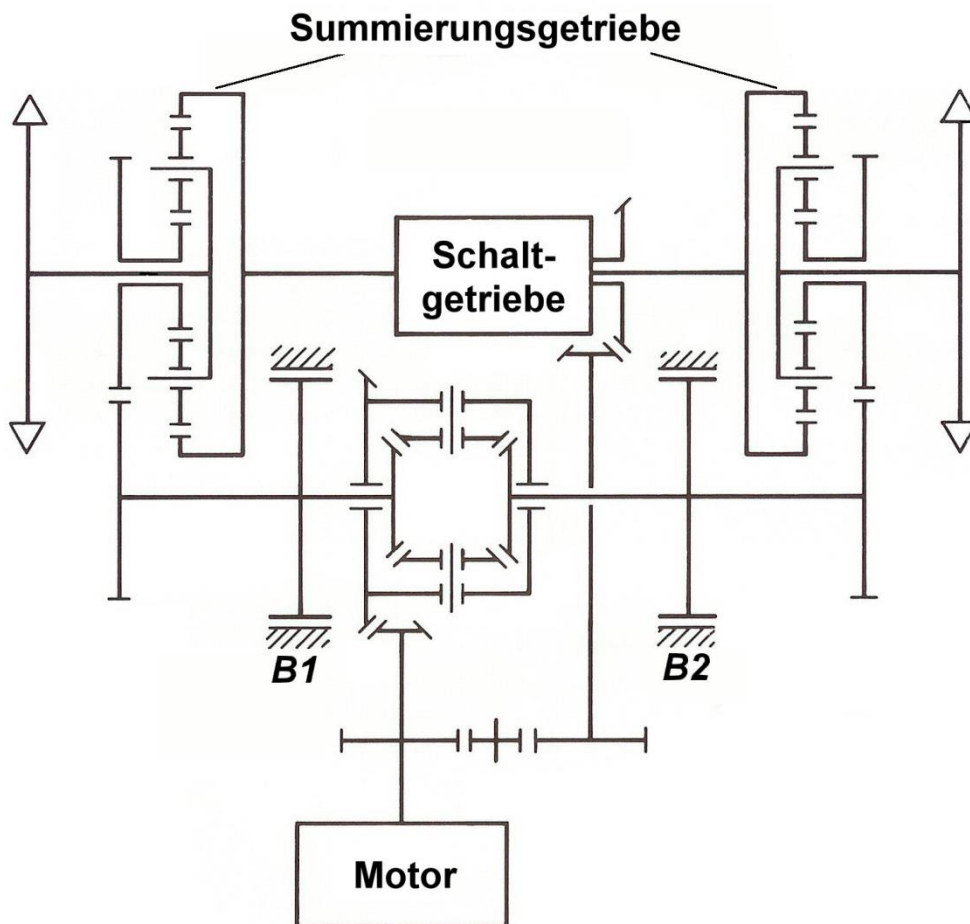


Abb. 4.65: Einraden-Überlagerungs-Lenkgetriebe mit Differenziallenkung

Ein wesentlicher Unterschied dieses Getriebetyps zu den vorher besprochenen Überlagerungs-Lenkgetrieben besteht also darin, dass auch bei Geradeausfahrt ein Leistungsanteil über Nullwelle und Sonnenrad zum Summierungsgetriebe fließt. Dies wird bei der Aufstellung von Berechnungsgleichungen zu berücksichtigen sein. Als Ausführungsbeispiel soll unten das amerikanische Cross-Drive-Lenkgetriebe CD 850 der Firma Allison für die Kampfpanzer M 47, 48, 60 besprochen werden (siehe Kapitel 4.4.2.2.4).

Wie bei allen Getrieben mit einem Ausgleichselement zwischen beiden Ketten ist auch bei diesem ein selbständiger Drehzahlausgleich über die Lenkeinheit möglich, so dass die damit ausgestatteten Fahrzeuge nicht kursstabil sind. Ein höherer Fahrwiderstand an einer Kette führt zum Ausweichen des Fahrzeugs zu dieser Seite hin und erfordert im praktischen Fahrbetrieb ständiges Gegenlenken. Das Festlegen der Nullwelle, wie im Beispiel der Abb. 4.62, ist hier antriebsbedingt nicht möglich.

Ferner kann mit diesem Getriebetyp bei Vorwärtsfahrt der Wendevorgang um eine

Kette nicht erreicht werden, da die Lenküberlagerung im Sonnenrad nicht negativ sondern im geringsten Fall nur Null wird. Allerdings ist dieser Fahrzustand bei den anderen Überlagerungs-Lenkgetrieben auch nur erreichbar, wenn entsprechend Gleichung 4/48a

$$n_S = -n_A \cdot i_o$$

wird.

Das Wenden um die Hochachse ist bei allen symmetrischen Radien-Überlagerungs-Lenkgetrieben möglich, wenn der Hauptantrieb (vom Schaltgetriebe) abgeschaltet - am besten blockiert - wird und nur ein Antrieb über den Lenkgetriebezweig erfolgt, der bei beiden Ketten gegensinnig wirkt.

Die Berechnungsgrundlagen sind bei allen Radien-Überlagerungs-Lenkgetrieben mit Ausnahme derer mit Differenziallenkung gleich, wenn man davon absieht, dass bei Zweiradien-Überlagerungs-Lenkgetrieben eine zusätzliche veränderliche Übersetzung im Lenkgetriebezweig berücksichtigt werden muss.

4.4.2.2 Berechnung der festen Lenkübersetzungen

- a) Hier sollen zunächst die *Gleichungen* zusammengestellt werden, die für die Getriebearten der Abb. 4.62 - 4.64 gelten (ohne Differenziallenkung). Allgemein wird die feste Lenkübersetzung entsprechend Gleichung 4/25 definiert:

$$i_{Lf} = \frac{i_{wf}}{i_v}$$

Darin enthält die feste Wendeübersetzung i_{wf} das Produkt aller formschlüssigen Getriebestufungen im Lenkgetriebezweig. Auf das Triebad bezogen erhält man in Erweiterung der Gleichung 4/24:

$$i_{wf} = i_{w1} \cdot i_{w2} \cdots i_{wn} \cdot i_{SAPS_u} \cdot i_{SV} \cdot (i_{Wa}) \quad 4/75$$

mit:

$i_{w1, \dots, wn}$	Einzelübersetzungen (schaltbar oder fest) der Getriebeelemente im Lenkgetriebezweig
i_{SAPS_u}	Übersetzungsverhältnis vom Sonnenrad zum Planetenträger im Summierungsgetriebe
i_{SV}	Übersetzungsverhältnis im Seitenvorgelege

$i_{Wa} = i_n$ Das Drehzahlverhältnis i_n des hydrodynamischen Drehmomentwandlers ist zur Berechnung der festen Wendeübersetzung bzw. Lenkübersetzung gleich 1 zu setzen. Es ist dagegen bei der Berechnung tatsächlich fahrbarer Kurvenradien und bei der Beurteilung hinsichtlich des exakten Lenkens zu berücksichtigen, wenn der Wandler im Kraftfluss des Lenkgetriebezweiges liegt (vergl. Kapitel 4.4.2.1.1, Ziffer 5.).

Entsprechend gilt für die Vorwärtsübersetzung, bezogen auf die Triebräder (Gleichung 4/23 in abgewandelter Form)

$$i_v = i_{v1} \cdot i_{v2} \cdots i_{vn} \cdot i_{SG} \cdot i_{ASPSu} \cdot i_{SV} \cdot (i_{Wa}) \quad 4/76$$

mit:

$i_{v1...vn}$ feste Einzelübersetzungen der Getriebeelemente im Schaltgetriebezweig

i_{ASPSu} Übersetzungsverhältnis vom Außenrad zum Planetenträger im Summierungsgetriebe

i_{SG} Veränderliche Übersetzungen des Schaltgetriebezweiges.

Für die Wandlerübersetzung gilt das oben Gesagte, wenn der hydrodynamische Drehmomentwandler im Kraftfluss des Schaltgetriebezweiges liegt.

Damit erhält man für die feste Lenkübersetzung der Radien-Überlagerungs-Lenkgetriebe:

$$i_{Lf} = \frac{i_{w1} \cdot i_{w2} \cdots i_{wn} \cdot i_{SAPSu}}{i_{v1} \cdot i_{v2} \cdots i_{vn} \cdot i_{SG} \cdot i_{ASPSu}} \quad 4/77$$

Die Wandlerübersetzung wurde in Gleichung 4/77 nicht berücksichtigt.

b) *Einraden-Überlagerungs-Lenkgetriebe mit Differenziallenkung*

Bei diesem Getriebetyp wird, wie oben ausgeführt, auch die Übersetzung i_v durch den Lenkgetriebezweig beeinflusst (vergl. Abb. 4.65). Mit Gleichung 4/21 folgt:

$$i_v = \frac{n_{mot}}{n_v} \cdot$$

Darin ist n_v , bezogen auf die Triebräder (mit Gleichung 4/9a):

$$\begin{aligned}
 n_v = n_{a,i} &= \frac{n_{PSu}}{i_{SV}} = \frac{1}{i_{SV}} \cdot \left(n_{ASu} \cdot \frac{1}{i_{ASPSu}} + n_{SSu} \cdot \frac{1}{i_{SAPSu}} \right) \\
 &= \frac{1}{i_{SV}} \cdot \left(\frac{n_{mot}}{i_v^*} \cdot \frac{1}{i_{ASPSu}} + \frac{n_{mot}}{i_w^*} \cdot \frac{1}{i_{SAPSu}} \right)
 \end{aligned}
 \tag{4/78}$$

Die Übersetzungen i_v^* , i_w^* sind Hilfsgrößen und berücksichtigen das Produkt aller im Kraftfluss liegenden Getriebeübersetzungen vom Motor zum Summierungsgetriebe im Schalt- bzw. Lenkgetriebezweig. Im Produkt mit den Übersetzungen im Seitenvorgelege bzw. Summierungsgetriebe wird die nach Gleichung 4/75 definierte Übersetzung i_{wf} gebildet, ferner entsprechend Gleichung 4/76 eine Größe i_v' , die zwar die Gesamtübersetzung im Schaltgetriebezweig bildet, aber prinzipbedingt noch nicht der Vorwärtsübersetzung der Geradeausfahrt entspricht. Diese wird über Gleichung 4/78:

$$n_v = n_{a,i} = n_{mot} \cdot \left(\frac{1}{i_v'} + \frac{1}{i_{wf}} \right)
 \tag{4/78a}$$

und Gleichung 4/21 berechnet aus:

$$i_v = \frac{1}{\frac{1}{i_v'} + \frac{1}{i_{wf}}}
 \tag{4/79}$$

Bei Kurvenfahrt wird die Drehzahlüberlagerung dann maximal, wenn die kurveninnere Lenkbremse festgezogen wird (vergl. Abb. 4.65). In diesem Fall steht das Sonnenrad im kurveninneren Summierungsgetriebe. Für den Fall der festen Lenkübersetzung wird damit der Drehzahlanteil „abgebremst“, der bei Geradeausfahrt über den Lenkgetriebezweig fließt. Betragsmäßig entspricht dieser Anteil dem zweiten Teilausdruck in Gleichung 4/78 bzw. 4/78a.

Nach dem Ausgleichsprinzip wird diese Drehzahl an der kurvenäußeren Seite positiv überlagert.

Damit erhält man die Drehzahlen an den Triebrädern bei Fahrt mit fester Lenkübersetzung (mit Gleichung 4/78):

$$n_{a,i} = \frac{1}{i_{SV}} \cdot \left(\frac{n_{ASu}}{i_{ASPSu}} + \frac{n_{SSu}}{i_{SAPSu}} \right) \pm \frac{1}{i_{SV}} \cdot \frac{n_{SSu}}{i_{SAPSu}}
 \tag{4/80}$$

Durch Koeffizientenvergleich mit den Gleichungen 4/17a, 4/18a und 4/78, 4/78a folgt:

$$n_{wf} = \frac{1}{i_{SV}} \cdot \frac{n_{SSu}}{i_{SAPSu}} = n_{mot} \cdot \frac{1}{i_{wf}} . \quad 4/81$$

Damit wird die Wendedrehzahl, ebenso die feste Wendeübersetzung ähnlich den vorher besprochenen Radien-Überlagerungs-Lenkgetrieben berechnet. Durch Einsetzen der Gleichungen 4/78a und 4/81 in Gleichung 4/20 :

$$i_{Lf} = \frac{n_v}{n_{wf}} = \frac{i_{wf}}{i_v'} + 1 . \quad 4/82$$

Aus Gleichung 4/82 ist zu ersehen, dass der Wendevorgang um eine Kette ($i_L = 1$) bei gleichem Vorzeichen der Übersetzungen (im allgemeinen bei Vorwärtsfahrt) prinzipbedingt nicht möglich ist. Theoretisch wäre dies nur bei Rückwärtsfahrt ($i_v' < 0$) denkbar, wenn $i_{wf} = -2 \cdot i_v'$ damit $|i_{Lf}| = 1$ wird.

4.4.2.2.3 Leistungsbilanz

Zur Berechnung der bei Kurvenfahrt erforderlichen Leistungen gelten die für symmetrische Lenkgetriebe abgeleiteten Beziehungen des Kapitels 4.2.2. Die pauschale Erfassung der Triebwerkverluste gemäß Abb. 4.22 führt bei dem zu erwartenden komplizierten Leistungsfluss allerdings zu Fehlern, so dass eine möglichst genaue Erfassung der tatsächlich auftretenden Verluste, so z. B. der Koeffizienten in Gleichung 4/32 erforderlich wird.

Die Aufteilung der Leistung in einen über den Schaltgetriebe- bzw. Lenkgetriebezweig fließenden Anteil ermöglicht die anschauliche Berechnung der erforderlichen Motorleistung für die Vorwärtsbewegung bzw. den Wendevorgang. Dabei sind, wie oben ausgeführt, folgende Teilbereiche für die Gültigkeit der Gleichungen zu berücksichtigen:

1. Bereich $\infty > i_L > i_L(F_i = 0)$

In diesem Kurvenbereich, der die geringen Lenkkorrekturen erfasst und der in der praktischen Rechnung durch $i_L = i_K$ zusätzlich eingeschränkt wird, ist die Triebbradleistung an beiden Kettenseiten positiv.

Leistungsfluss am

- äußeren Summierungsgetriebe: Tabelle 4.1, Nr. 9 (Kapitel 4.4.2.1.2 Fall b))
- inneren Summierungsgetriebe: Tabelle 4.1, Nr. 11 (Kapitel 4.4.2.1.2 Fall d)).

2. Bereich $i_L(F_i = 0) > i_L > i_o$

Im Kurvenpunkt $i_L(F_i = 0)$ wechselt die Leistung an der inneren Kette das Vorzeichen (vergl. Kapitel 2.3.4.3).

Leistungsfluss am

- äußeren Summierungsgetriebe: Tabelle 4.1, Nr. 9 (Kapitel 4.4.2.1.2 Fall b))
- inneren Summierungsgetriebe: Tabelle 4.1, Nr. 10 (Kapitel 4.4.2.1.2 Fall c)).

3. Bereich $i_o > i_L > 1$

Im Kurvenpunkt $i_L = i_o$ ändert sich der Wälzleistungsfluss im äußeren Summierungsgetriebe (vergl. Kapitel 4.4.2.1.2).

Leistungsfluss am

- äußeren Summierungsgetriebe: Tabelle 7, Nr. 7 (Kapitel 4.4.2.1.2 Fall a))
- inneren Summierungsgetriebe: Tabelle 7, Nr. 10 (Kapitel 4.4.2.1.2 Fall c)).

4. Bereich $1 > i_L > 0$

Im Kurvenpunkt $i_L = 0$ ändert die innere Kettenleistung wieder ihr Vorzeichen. Im darunter liegenden, in der Praxis kaum vorkommenden, Bereich sind beide Triebbradleistungen positiv.

Leistungsfluss an

- beiden Summierungsgetrieben: Tabelle 4.1, Nr. 7 (Kapitel 4.4.2.1.2 Fall a)) im Sonderfall $i_L = 0$ („Wenden um die Hochachse“) an
- beiden Summierungsgetrieben: Tabelle 4.1, Nr. 4 (Kapitel 4.4.2.1.2 Fall e)).

5. Bedingung $i_L \geq i_{Lf}$

Jeder Kurvenbereich wird nach unten hin durch die feste Lenkübersetzung begrenzt. Nach oben hin können bei gewählter Größe i_{Lf} alle Radien bis zur Geradeausfahrt unter Beachtung der Bereiche 1 bis 4 berechnet werden.

Bei den Überlagerungs-Lenkgetrieben mit Differenziallenkung sind entsprechend dem unterschiedlichen Leistungsfluss zusätzliche Bereichsgrenzen zu berücksichtigen (vergl. Abb. 4.65). Der Berechnungsgang für dieses Getriebe unterscheidet sich daher ebenfalls von den zunächst zu behandelnden Getrieben mit klarer Trennung des Vorwärts- und Lenkungsantriebes.

a) Radien-Überlagerungs-Lenkgetriebe (ohne Differenziallenkung)

Die nachfolgenden Betrachtungen gelten grundsätzlich für Ein- und Mehrradien-Überlagerungs-Lenkgetriebe. Bei den letzteren kann der Radienbereich lediglich wegen der größeren Anzahl der festen Lenkübersetzungen feiner aufgeteilt werden.

a1) Vorwärtsleistung

Die erforderliche Leistung für die Vorwärtsbewegung wird entsprechend den früheren Betrachtungen ausgehend vom Leistungsbedarf am Triebbrad berechnet. Sie enthält damit die Rollwiderstandsleistung und die Verluste im Schaltgetriebezweig. Letztere

werden wiederum durch Zahnreibung, Ölpantschen usw. gebildet und durch die gesamte in diesem Zweig fließende Leistung beeinflusst, also durch den Bedarf für den Rollwiderstand und die Blindleistung, d.h. von Anteilen, die zusätzlich von der Wendewiderstandsleistung aufgebaut werden. Für die oben angegebenen Bereiche erhält man folgende Beziehungen (vergl. [15, S. 246 f.]):

Bereich $i_K > i_L > i_L (F_i = 0); f_R > f_W \cdot \lambda/2$

$$P_{anv} = F_G \cdot v_m \cdot f_R \cdot \frac{1}{\eta_v \cdot \eta_{sv}} \cdot \frac{i_o + 1}{i_o \cdot \eta'_z} \quad 4/83$$

Bereich $i_L (F_i = 0) > i_L > i_o; f_R < f_W \cdot \lambda/2$

$$P_{anv} = \frac{F_G}{2} \cdot v_m \cdot \frac{1}{\eta_v} \cdot \left[\frac{1}{\eta_{sv}} \cdot \frac{i_o + 1}{i_o + \eta'_z} \cdot \left(f_R + \frac{f_W \cdot \lambda}{2} \right) + \eta_{sv} \cdot \frac{\eta'_z \cdot (i_o + 1)}{i_o \cdot \eta'_z + 1} \cdot \left(f_R - \frac{f_W \cdot \lambda}{2} \right) \right] \quad 4/84$$

Bereich $i_o > i_L > 1; f_R < f_W \cdot \lambda/2$

$$P_{anv} = \frac{F_G}{2} \cdot v_m \cdot \frac{1}{\eta_v} \cdot \frac{\eta'_z \cdot (i_o + 1)}{i_o \cdot \eta'_z + 1} \cdot \left[\frac{1}{\eta_{sv}} \cdot \left(f_R + \frac{f_W \cdot \lambda}{2} \right) + \eta_{sv} \cdot \left(f_R - \frac{f_W \cdot \lambda}{2} \right) \right] \quad 4/85$$

a2) Wendeleistung

Die auf den Getriebeeingang bezogene Wendeleistung ergibt sich entsprechend zur Vorwärtsleistung aus dem Bedarf an der Kette für die Wendewiderstandsleistung und den Verlusten im Lenkgetriebezweig, die im Wesentlichen durch Zahnreibung und Rutschverluste am Lenkorgan entstehen.

Bereich $i_K > i_L > i_L (F_i = 0); f_R > f_W \cdot \lambda/2$

$$P_{anW} = \frac{F_G}{2} \cdot v_m \cdot \frac{1}{\eta_{Lf1} \cdot \eta_{sv}} \cdot \frac{\eta'_z \cdot (i_o + 1)}{i_o + \eta'_z} \cdot \frac{1}{i_{Lf}} \cdot \left[\frac{1}{\eta_{Lf2a}} \cdot \left(f_R + \frac{f_W \cdot \lambda}{2} \right) - \eta_{Lf2i} \cdot \left(f_R - \frac{f_W \cdot \lambda}{2} \right) \right] \quad 4/86$$

Bereich $i_L (F_i = 0) > i_L > i_o; f_R < f_W \cdot \lambda/2$

$$P_{anW} = \frac{F_G}{2} \cdot v_m \cdot \frac{1}{\eta_{Lf1}} \cdot \frac{1}{i_{Lf}} \cdot \left[\frac{1}{\eta_{Lf2a} \cdot \eta_{sv}} \cdot \frac{\eta'_z \cdot (i_o + 1)}{i_o + \eta'_z} \cdot \left(f_R + \frac{f_W \cdot \lambda}{2} \right) - \frac{\eta_{sv}}{\eta_{Lf2i}} \cdot \frac{i_o + 1}{i_o \cdot \eta'_z + 1} \cdot \left(f_R - \frac{f_W \cdot \lambda}{2} \right) \right] \quad 4/87$$

Bereich $i_o > i_L > 1; f_R < f_W \cdot \lambda/2$

$$P_{anW} = \frac{F_G}{2} \cdot v_m \cdot \frac{1}{\eta_{Lf1}} \cdot \frac{i_o + 1}{i_o \cdot \eta_z' + 1} \cdot \frac{1}{i_{Lf}} \cdot \left[\frac{1}{\eta_{Lf2a} \cdot \eta_{SV}} \cdot \left(f_R + \frac{f_W \cdot \lambda}{2} \right) - \frac{\eta_{SV}}{\eta_{Lf2i}} \cdot \left(f_R - \frac{f_W \cdot \lambda}{2} \right) \right] \quad 4/88$$

a3) *Gesamte erforderliche Antriebsleistung*

Die gesamte erforderliche Antriebsleistung am Eingang zum Überlagerungs-Lenkgetriebe wird aus der Summe der beiden Teilleistungen $P_{anv} + P_{anW}$ gebildet.

Dabei ist in dem Zweig, in dem ein hydrodynamischer Drehmomentwandler liegt, dessen Wirkungsgrad zu berücksichtigen.

Zusätzlich ist noch der Fahrzustand „Wenden um die Hochachse“ ($i_L = 0$) zu beachten, für den folgende Leistung angeboten werden muss:

$$P_{an} = F_G \cdot \frac{v_a - v_i}{2} \cdot \frac{1}{\eta_{Lf1} \cdot \eta_{SV}} \cdot \frac{i_o + 1}{i_o \cdot \eta_z' + 1} \cdot \left[\left(\frac{1}{\eta_{Lf2a}} + \frac{1}{\eta_{Lf2i}} \right) \cdot \left(f_R + \frac{f_{W0} \cdot \lambda}{2} \right) \right] \quad 4/89$$

Darin entspricht der Ausdruck $(v_a - v_i)/2$ der mittleren Kettengeschwindigkeit v_m ($= v_a = |v_i|$).

a4) *Lenkverluste*

In den Gleichungen 4/86 bis 4/88 sind die Lenkverluste enthalten, die durch das zu übertragende Drehmoment und die Drehzahldifferenz an der rutschenden Lenkbremse/-kupplung gebildet werden. Für die drei Bereiche werden folgende Beziehungen verwendet:

Bereich $i_K > i_L > i_L (F_i = 0); f_R > f_W \cdot \lambda/2$

$$V_L = \frac{F_G}{2} \cdot v_m \cdot \frac{1}{\eta_{SV}} \cdot \frac{\eta_z' \cdot (i_o + 1)}{i_o + \eta_z'} \cdot \left(\frac{1}{i_{Lf}} - \frac{1}{i_L} \right) \cdot \left[\frac{1}{\eta_{Lf2a}} \cdot \left(f_R + \frac{f_W \cdot \lambda}{2} \right) - \frac{1}{\eta_{Lf2i}} \cdot \left(f_R - \frac{f_W \cdot \lambda}{2} \right) \right] \quad 4/90$$

Bereich $i_L (F_i = 0) > i_L > i_o; f_R < f_W \cdot \lambda/2$

$$V_L = \frac{F_G}{2} \cdot v_m \cdot \left(\frac{1}{i_{Lf}} - \frac{1}{i_L} \right) \cdot \left[\frac{1}{\eta_{Lf2a} \cdot \eta_{SV}} \cdot \frac{\eta_z' \cdot (i_o + 1)}{i_o + \eta_z'} \cdot \left(f_R + \frac{f_W \cdot \lambda}{2} \right) - \frac{\eta_{SV}}{\eta_{Lf2i}} \cdot \frac{i_o + 1}{i_o \cdot \eta_z' + 1} \cdot \left(f_R - \frac{f_W \cdot \lambda}{2} \right) \right] \quad 4/91$$

Bereich $i_o > i_L > 1; f_R < f_W \cdot \lambda/2$

$$V_L = \frac{F_G}{2} \cdot v_m \cdot \frac{i_o + 1}{i_o \cdot \eta_z' + 1} \cdot \left(\frac{1}{i_{Lf}} - \frac{1}{i_L} \right) \cdot \left[\frac{1}{\eta_{Lf2a} \cdot \eta_{SV}} \cdot \left(f_R + \frac{f_W \cdot \lambda}{2} \right) - \frac{\eta_{SV}}{\eta_{Lf2i}} \cdot \left(f_R - \frac{f_W \cdot \lambda}{2} \right) \right] \quad 4/92$$

a5) Wirkungsgrade der Summierungsgetriebe

Entsprechend den Überlegungen am Anfang dieses Abschnitts 4.4.2.2.3 mit Tabelle 4.1 und Gleichung 4/74 wird der Gesamtwirkungsgrad an den Summierungsgetrieben durch folgende Gleichungen beschrieben:

äußeres Summierungsgetriebe; Bereich $i_L \geq i_o$

$$\eta_{Sua} = \frac{(i_o + \eta_z') \cdot (i_L + 1)}{(i_o + 1) \cdot (i_L + \eta_z')} \quad 4/93$$

äußeres Summierungsgetriebe; Bereich $i_L \leq i_o$

$$\eta_{Sua} = \frac{(i_o \cdot \eta_z' + 1) \cdot (i_L + 1)}{(i_o + 1) \cdot (i_L \cdot \eta_z' + 1)} \quad 4/94$$

inneres Summierungsgetriebe; Bereich $f_R > f_W \cdot \lambda/2$

$$\eta_{Sui} = \frac{i_L \cdot (i_o + \eta_z') + i_o \cdot (1 - \eta_z')}{i_L \cdot (i_o + 1)} \quad 4/95$$

inneres Summierungsgetriebe; Bereich $f_R < f_W \cdot \lambda/2$

$$\eta_{Sui} = \frac{i_L \cdot \eta_z' \cdot (i_o + 1)}{i_L \cdot (i_o \cdot \eta_z' + 1) + i_o \cdot (1 - \eta_z')} \quad 4/96$$

a6) Leistungsfluss und Leistungsbilanz

Anschließend sollen die Gleichungen 4/83 bis 4/96 am Beispiel eines Zwei-Radien-Überlagerungs-Lenkgetriebes (vergl. Abb. 4.63) ausgewertet werden. Ziel der Berechnung ist eine Beurteilungsmöglichkeit des prinzipiellen Leistungsverhaltens der Radien-Überlagerungs-Lenkgetriebe. Gleichzeitig soll eine Vergleichsbetrachtung zu den bisher besprochenen Lenkgetrieben durchgeführt werden.

Für diese beispielhaften Berechnungen sind folgende Annahmen zu treffen (für die Wirkungsgrade wurden keine Bestwerte angenommen):

- Schaltgetriebe mit 4 Gängen, geometrisch gestuft (vergl. Abb. 4.5). Die Übersetzungen i_v verhalten sich damit wie 1 : 2 : 4 : 8.

- Lenkgetriebe: 2 feste Übersetzungen im Verhältnis 3 : 1.
- feste Lenkübersetzungen (mit Gleichung 4/25):
 - kleiner Radius $i_{Lf} = 2; 4; 8; 16$
 - großer Radius $i_{Lf} = 6; 12; 24; 48$.
- Wirkungsgrad zwischen Getriebeeingang und Außenrad im Summierungsgetriebe (vergl. Abb. 4.63):
 - 2 Stirnradeingriffe im Vorgelege $\eta_S = 0,97 \cdot 0,97$
 - 1 Kegelradeingriff im Vorgelege $\eta_K = 0,96$
 - Planetenschaltgetriebe $\eta_{SG} = 0,92$
 - damit: $\eta_v = 0,83$
- Wirkungsgrad zwischen Getriebeeingang und Lenkkupplung:
 - 1 Kegelradeingriff $\eta_{Lf1} = 0,96$ großer Radius
 - $\eta_{Lf1} = 0,97$ kleiner Radius
- Wirkungsgrad zwischen Lenkkupplung und Sonnenrad im Summierungsgetriebe (Abb. 4.63: Fahrtrichtung nach links oben):
 - außen: 3 Stirnradeingriffe $\eta_{Lf2a} = 0,94$
 - innen: 2 Stirnradeingriffe $\eta_{Lf2i} = 0,96$
- Summierungsgetriebe:
 - Standübersetzung $i_{oS_u} = 2,9$
 - Verzahnungswirkungsgrad $\eta_z' = 0,96$
- Seitenvorgelege:
 - Planetengetriebe mit Standübersetzung $i_{oS_V} = 2,8$
 - Wirkungsgrad $\eta_{S_V} = 0,97$

In den Abb. 4.66 bis 4.69 ist für ausgewählte Kurvenradien der Leistungsfluss dargestellt. Dabei wird als jeweils günstigster Fall angenommen, dass die größtmögliche feste Lenkübersetzung geschaltet ist. Die fahrmechanischen Parameter sind die gleichen wie in den Abb. 4.29 bis 4.31 (Kupplungs-Brems-Lenkgetriebe) und 4.49 bis 4.52 (Doppel-Ausgleichs-Lenkgetriebe).

Kennzeichnend für diesen Getriebetyp ist, dass der Gesamtwirkungsgrad weniger durch die Verluste an der rutschenden Lenkkupplung bestimmt wird. Bei leichten Lenkkorrekturen (Abb. 4.66: $i_L = 450$) sind die Lenkverluste kleiner als 1%, während diese beim Doppel-Ausgleichs-Lenkgetriebe schon 12% der Antriebsleistung betragen (vergl. Abb. 4.49). Auch im fahrmechanisch kritischen Bereich, der durch die Lenkübersetzung $i_L = 30$ gekennzeichnet wird, treten nur bezogene Lenkverluste von 4%

auf, gegenüber 51% beim Prinzip des Ausgleichs-Lenkgetriebes (vergl. Abb. 4.51). Allerdings ist zu bemerken, dass bei der Abb. 4.67 eine feste Lenkübersetzung $i_{Lf} = 24$ zur Verfügung steht und dadurch der Rutschanteil klein wird.

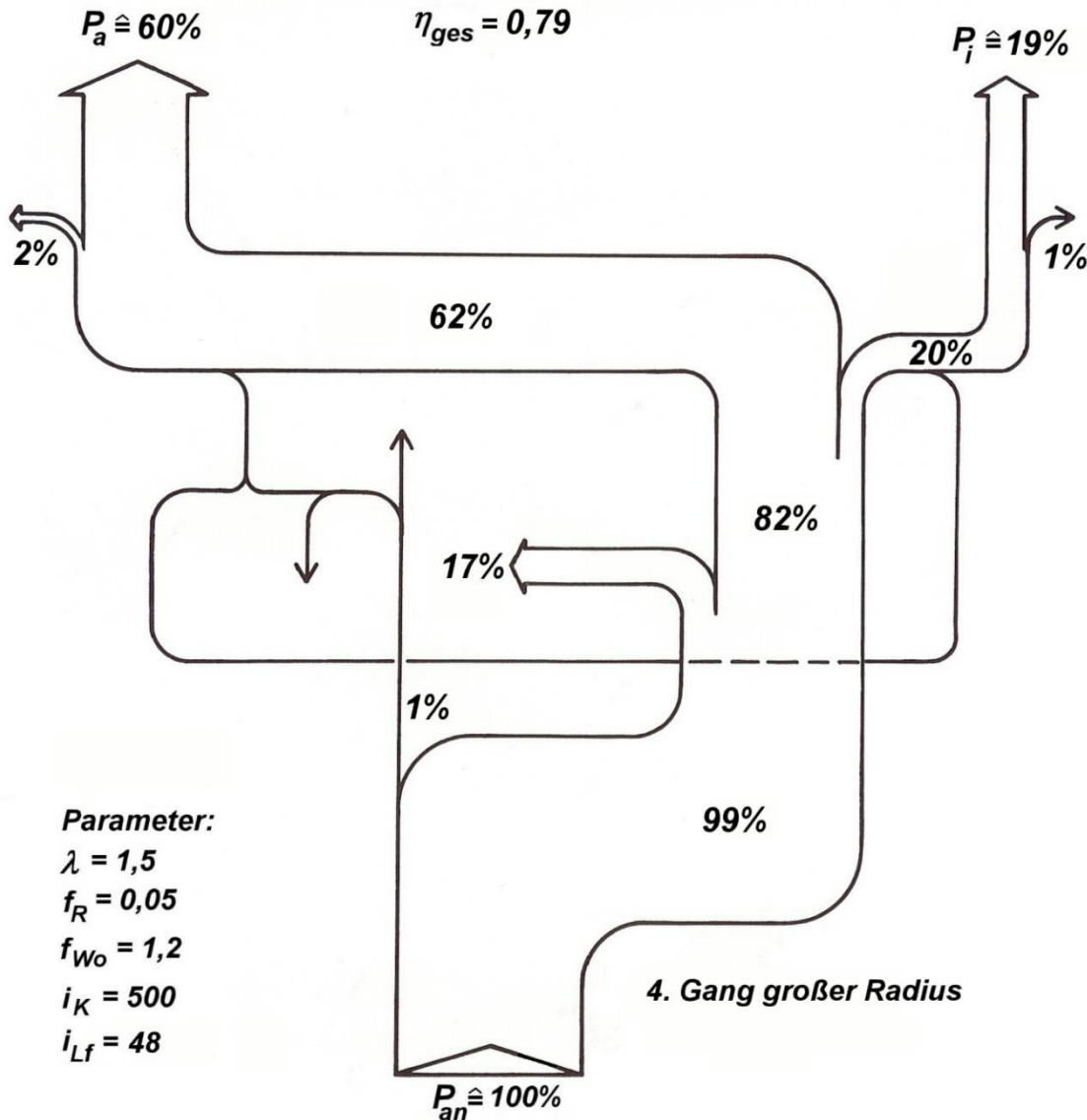


Abb. 4.66: Zweiradien-Überlagerungs-Lenkgetriebe, Leistungsfluss bei $i_L = 450$

Der Gesamtwirkungsgrad wird beim Radien-Überlagerungs-Lenkgetriebe hauptsächlich durch die Verluste in den festen Übersetzungen beeinflusst und damit durch die Anzahl und Art der Getriebeteile, ferner durch die im Getriebe tatsächlich fließende Leistung. Die Gesamtleistung wird in vielen Getriebeteilen (Seitenvorgelege, Summierungsgetriebe, Zentralwelle und deren Lager) in einem großen Radienbereich im Wesentlichen durch die Blindleistung gebildet. Bei der untersuchten Lenkübersetzung $i_L = 30$ (Abb. 4.67) wächst sie bis auf 252% der Eingangsleistung an. Die bezogenen Ver-

luste in den betroffenen Teilen nehmen entsprechend zu. So beträgt der Gesamtwirkungsgrad im betrachteten Beispiel trotz geringer Lenkverluste nur 64%. Dies stellt aber eine erheblich bessere Bilanz dar als bei den vorher betrachteten Kupplungs- bzw. Ausgleichs-Lenkgetrieben (vergl. Abb. 4.31 bzw. 4.51).

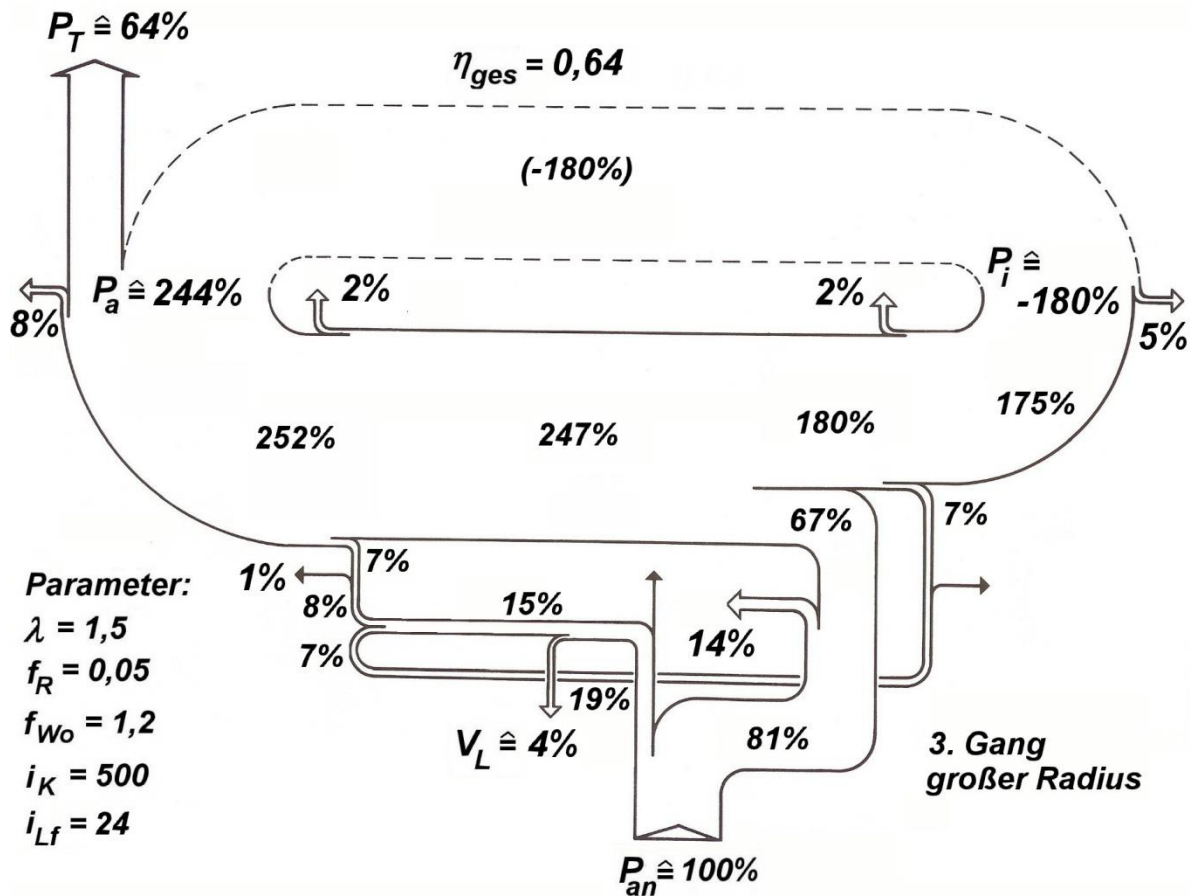


Abb. 4.67: Zweiradien-Überlagerungs-Lenkgetriebe, Leistungsfluss bei $i_L = 30$

Beim Fahrzustand mit fester Lenkübersetzung (Abb. 4.68) treten definitionsgemäß keine Lenkverluste auf. Für die getroffenen Annahmen über die Einzelwirkungsgrade wird die Fahrt auf dem Mindestkurvenradius mit einem guten Gesamtwirkungsgrad von 84% durchgeführt. Dabei ist zu bemerken, dass die Verluste im Schaltgetriebezweig wegen des hier gering werdenden Leistungsanteils zurücktreten.

Das „Wenden im die Hochachse“ konnte mit den bisher betrachteten Getriebeprinzipien nicht dargestellt werden. Der Wirkungsgrad wird hier allein durch Verluste im Lenkgetriebezweig, in den Summierungsgetrieben und Seitenvorgelegen bestimmt. In der Abb. 4.69 ist der Zustand dargestellt, bei dem die Lenkkupplungen geschlossen

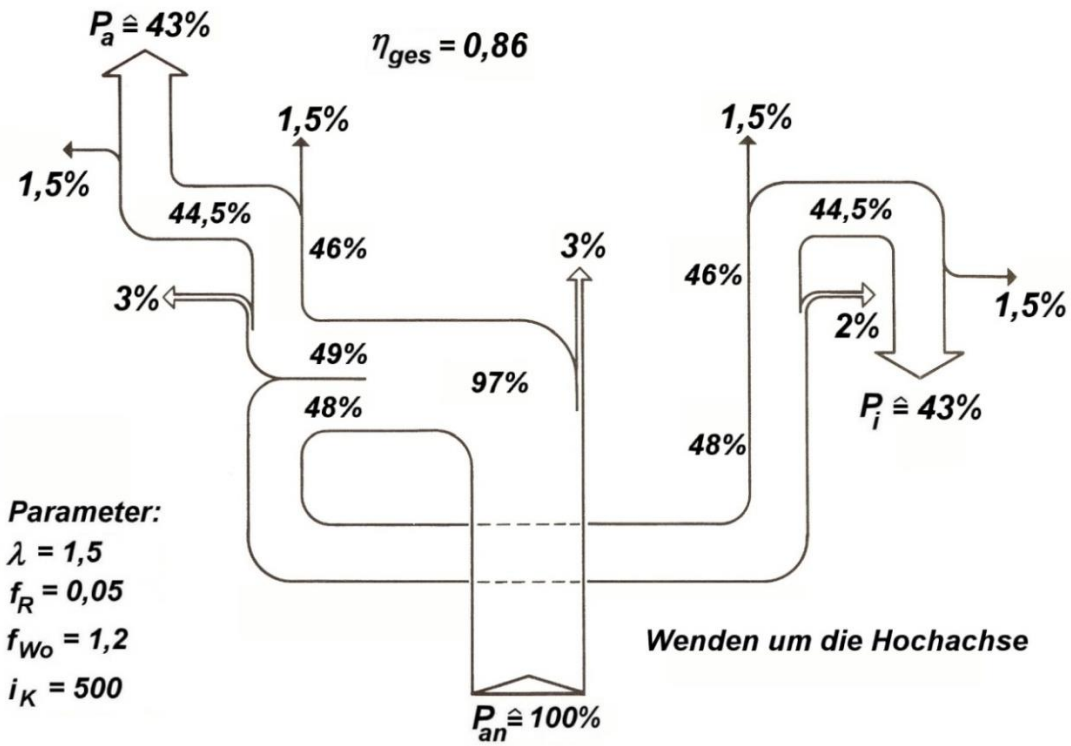


Abb. 4.69: Zweiradien-Überlagerungs-Lenkgetriebe, Leistungsfluss bei $i_L = 0$

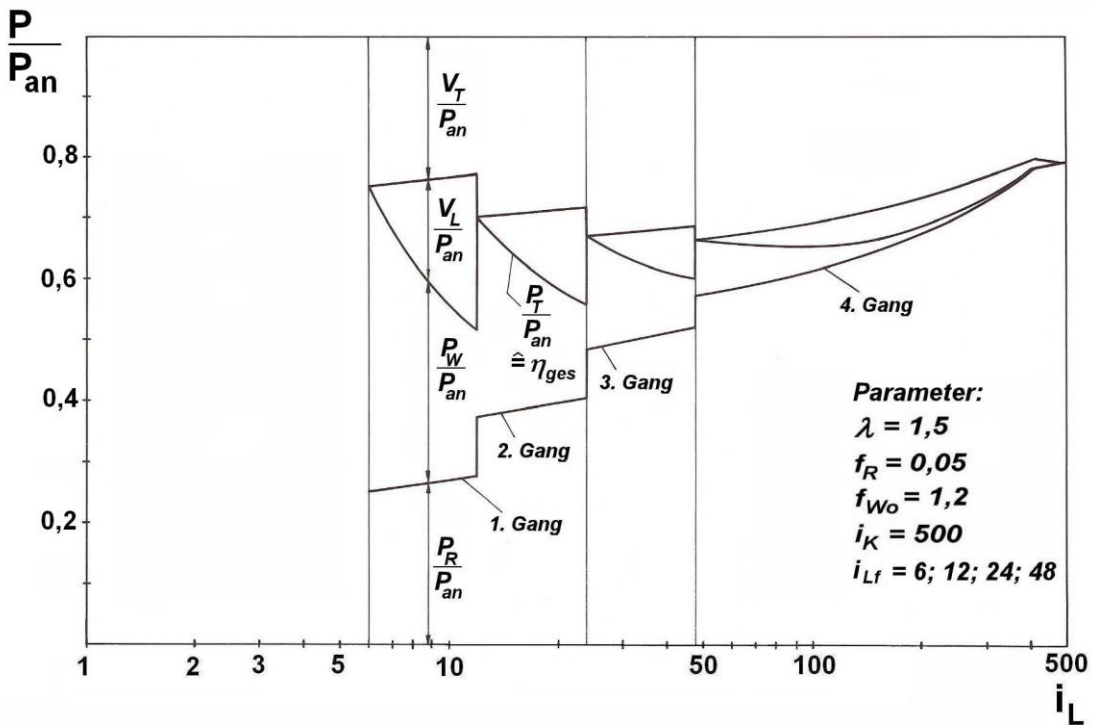


Abb. 4.70: Zweiradien-Überlagerungs-Lenkgetriebe, Leistungsbilanz „großer Radius“

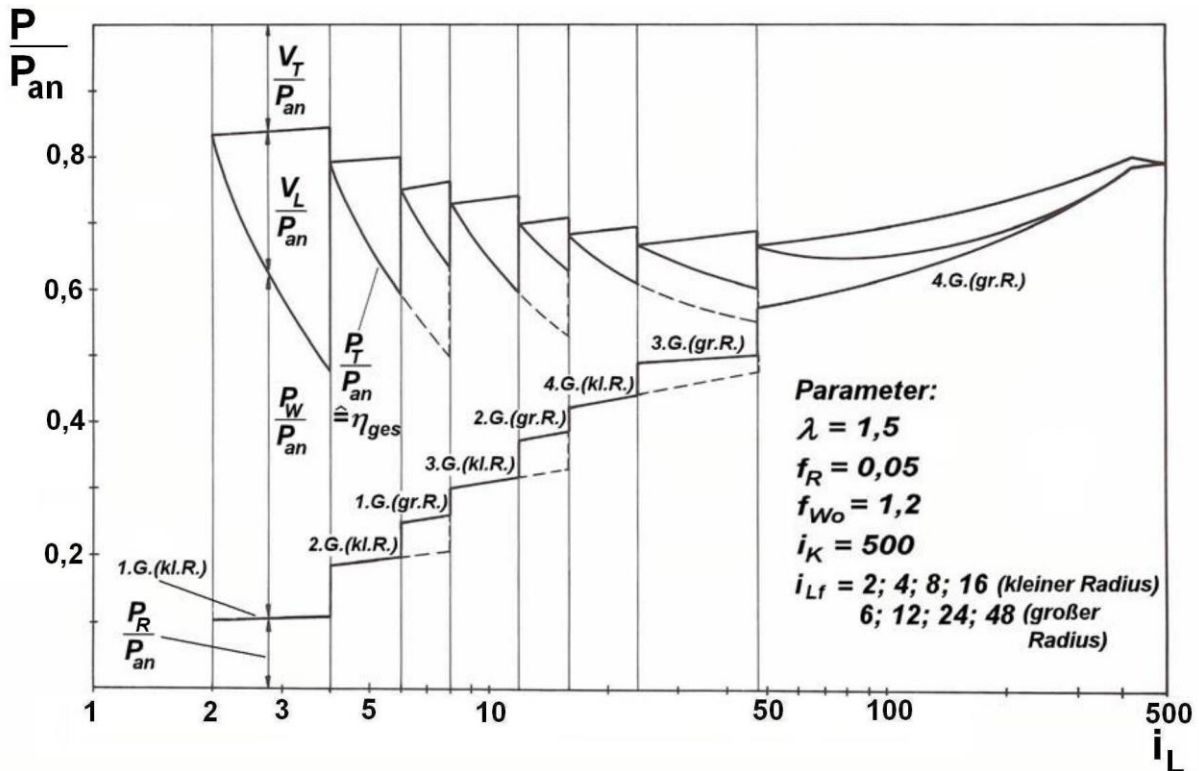


Abb. 4.71: Zweiradien-Überlagerungs-Lenkgetriebe, Leistungsbilanz „großer Radius“ und „kleiner Radius“

Deutlich ist in Abb. 4.70 zu erkennen, dass die Lenkverluste begrenzt werden können. Dies gilt besonders, wenn in Abb. 4.71 die Leistungsverhältnisse für den „kleinen Radius“ überlagert werden. Der erreichte Gewinn wird allerdings teilweise dadurch kompensiert, dass die in weitem Kurvenbereich auftretenden sehr großen Blindleistungen an den durch sie betroffenen Verzahnungen beträchtliche Triebwerksverluste bewirken. Bei den angenommenen Zahlenwerten betragen diese bis zu 33% der Eingangsleistung. Außerdem ist zu erkennen, dass wegen der stark veränderlichen Triebwerksverluste eine Rechnung mit konstantem Triebwerkswirkungsgrad nur Näherungswerte liefern kann.

Entsprechend Gleichung 4/25 verhalten sich die festen Lenkübersetzungen eines Radien-Überlagerungs-Lenkgetriebes beim „großen -“ bzw. „kleinen Radius“ wie die Übersetzungen im Schaltgetriebe. Dadurch und durch die gewählte Abstufung der festen Wendeübersetzungen i_{wf} führt die Überlagerung in Abb. 4.71 zu wechselweisen Kurvenabschnitten für den „großen-“ und „kleinen Radius“. Diese Aneinanderreihung von Kurvenabschnitten ist für die Praxis nicht vertretbar, da hier die Kupplungen für der „großen“ und den „kleinen Radius“ durch ein Bedienelement durch mehr oder weniger Anziehen entsprechend der Lenkung beim Radfahrzeug gesteuert werden. Des-

halb ist in Abb. 4.71 durch gestrichelte Kurven zusätzlich der Fahrzustand berücksichtigt, bei dem, ausgehend von der Geradeausfahrt, der Kurvenbereich bis zum Mindestkurvenradius zunächst mit der Kupplung für den „großen Radius“ im 4. Gang und anschließend bis zum 1. Gang nur mit dem „kleinen Radius“ gefahren wird. Dabei treten natürlich im gestrichelten Bereich größere Verluste auf.

Es sei nochmals betont, dass jede Kombination von geschaltetem Gang mit gesteuerter Radienkupplung den gesamten Bereich bis zur Geradeausfahrt abdecken kann, in dem die geforderte Lenkübersetzung größer als die zugehörige feste Lenkübersetzung ist, allerdings mit teilweise erheblich schlechterem Wirkungsgrad.

Zusammenfassend kann also gesagt werden, dass die Abb. 4.71 die Kurven für die optimale Leistungsausnutzung eines Zweiradien-Überlagerungs-Lenkgetriebes mit acht festen Lenkübersetzungen enthält.

Weiterhin ist zu berücksichtigen, dass der Wirkungsgrad eines hydrodynamischen Drehmomentwandlers die Leistungsbilanz zusätzlich zu kleineren Werten verschiebt. Dies gilt aber auch bei den bisher behandelten Getriebetypen. Hier war zunächst die Aufgabe, die Überlegenheit des Prinzips der Überlagerungs-Lenkung herauszustellen. Diese wird besonders deutlich im Vergleich zu den Abb. 4.32 und 4.53. Die Leistung P_R/P_{an} , die ein Maß für die fahrbare Geschwindigkeit ist, beträgt vom mittleren Kurvenbereich bis hin zur Geradeausfahrt ein Mehrfaches der Werte bei den einfachen Prinzipien. Bei sehr engen Kurvenradien ergibt sich hingegen kein Vorteil, da der Leistungsbedarf hier hauptsächlich durch den bei allen Darstellungen gleich angenommenen Wendewiderstand bestimmt wird.

Dieser ist, wie oben gezeigt, vom Gelände, dem Gewicht und den Abmessungen des Fahrzeugs, nicht aber von der Art des Getriebes abhängig.

Der Vorteil im Leistungsverhalten wird zusätzlich durch Abb. 4.72 verdeutlicht. Die Grenzkurve in dieser Darstellung, die den Leistungsbedarf bei Fahrt mit konstanter Geschwindigkeit bei kleiner werdendem Kurvenradius beschreibt, wird in erster Linie durch die Fahrwiderstände bestimmt. Die Verluste treten bei der optimalen Ausnutzung eines Zweiradien-Überlagerungs-Lenkgetriebes zurück. So ist vor allem im mittleren Kurvenbereich bis zur Geradeausfahrt ein Vorteil gegenüber den vorher betrachteten Prinzipien festzustellen (vergl. Abb. 4.44 und 4.54).

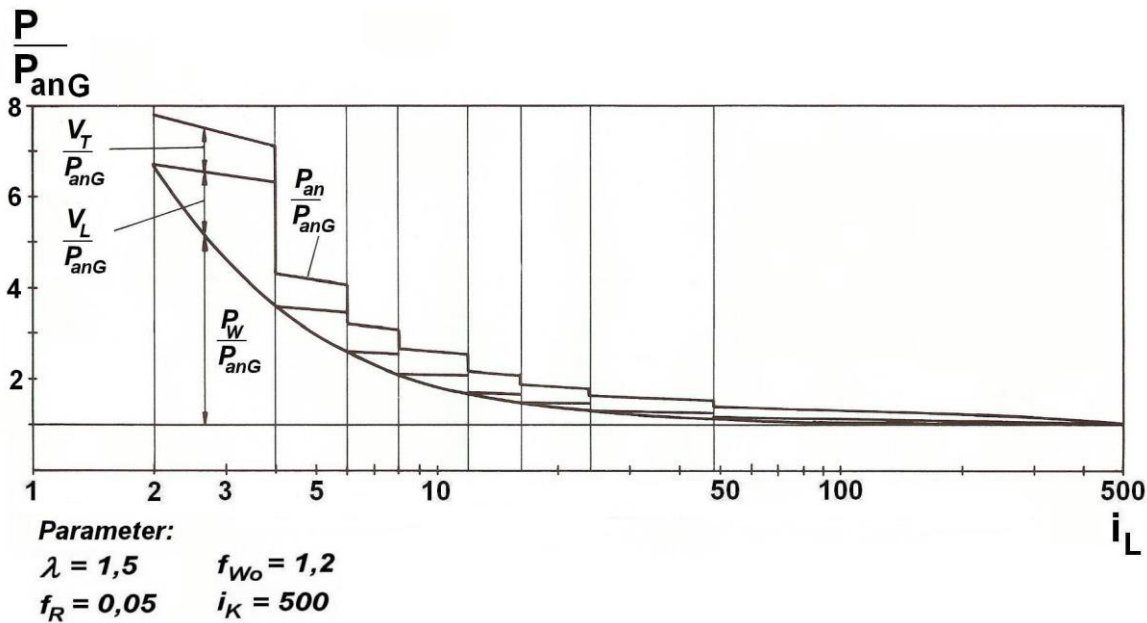


Abb. 4.72: Zweiradien-Überlagerungs-Lenkgetriebe, Leistungsbilanz bei konstanter Geschwindigkeit

Anschließend wird aber noch darauf hingewiesen, dass auch bei optimaler Ausnutzung dieses Getriebes der Gesamtwirkungsgrad in einigen Kurvenbereichen auf Werte zwischen 50 und 60% abfällt, obwohl der hydrodynamische Drehmomentwandler noch nicht berücksichtigt wurde. Das bedeutet, dass der Anfall von Verlustwärme im Getriebe bei immer höheren installierten Motorleistungen beträchtlich anwächst und neben der Motorabwärme von der Kühlanlage, besonders bei gepanzerten Fahrzeugen, beherrscht werden muss.

b) Überlagerungs-Lenkgetriebe mit Differenziallenkung

Bei diesem Getriebetyp sind ebenfalls die drei Bereiche zu unterscheiden, die durch den Leistungsfluss am inneren Summierungsgetriebe bzw. die Umkehr der Flussrichtung der Wälzleistung am äußeren Summierungsgetriebe gebildet werden. Für die Berechnung der Bereichsgrenzen ist der besondere Leistungsfluss zu berücksichtigen (vergl. Kapitel 4.4.2.2.1).

Als kennzeichnend für diesen Getriebetyp wurde erkannt, dass die Drehzahl am Sonnenrad *beider* Summierungsgetriebe bei Geradeausfahrt größer als Null und sowohl bei Vorwärtsfahrt als auch im gesamten fahrbaren Kurvenbereich gleichgerichtet der Außenraddrehzahl ist. Bei Fahrt mit fester Lenkübersetzung wird die Überlagerung des Lenkantriebes auf der kurveninneren Seite zu Null, auf der äußeren aus Gründen des symmetrischen Lenkprinzips doppelt so groß wie bei Geradeausfahrt. Dies führt zu

anderen Rechenvorschriften für die Bereichsgrenzen, die Wirkungsgrade und den Leistungsbedarf.

Bereich 1. und 2. werden durch den Leistungsfluss an der inneren Kette unterschieden (vergl. Definition der Teilbereiche am Beginn des Kapitels 4.4.2.2.3). Der untere Kurvenbereich wird zusätzlich wieder durch die Flussrichtung der Wälzleistung am äußeren Summierungsgetriebe unterteilt (vergl. Kapitel 4.4.2.1.2 Fälle a) und b)). Die Verknüpfung des Drehzahlverhältnisses i mit der Lenkübersetzung i_L ist in diesem Fall aber nicht über die einfache Beziehung der Gleichung 4/74 möglich. Es gilt hier Gleichung 4/20

$$i_L = \frac{n_v}{n_w}$$

mit Gleichung 4/78

$$n_v = \frac{1}{i_{SV}} \cdot \left(n_{ASu} \cdot \frac{1}{i_{ASPSu}} + n_{SSu} \cdot \frac{1}{i_{SAPSu}} \right).$$

Bei dem Getriebetyp nach Abb. 4.65 besteht bei Geradeausfahrt ein fester Zusammenhang zwischen Sonnen- und Außenraddrehzahl am Summierungsgetriebe:

$$n_{SSu} = n_{ASu} \cdot \frac{i_{SG}}{i_{StL}}.$$

Damit folgt mit den Beziehungen für Übersetzungen im Planetengetriebe für die Vorwärtsdrehzahl:

$$n_v = \frac{1}{i_{SV}} \cdot n_{ASu} \cdot \frac{1}{i_{oSu} + 1} \cdot \frac{1}{i_{StL}} \cdot (i_{oSu} \cdot i_{StL} + i_{SG}). \quad 4/78b$$

Für die Wendedrehzahl gilt entsprechend Gleichung 4/81

$$n_w = \frac{1}{i_{SV}} \cdot \Delta n_{SSu} \cdot \frac{1}{i_{SAPSu}}. \quad 4/81a$$

Darin bezeichnet Δn_{SSu} die Differenzdrehzahl des Sonnenrades am kurvenäußeren Summierungsgetriebe gegenüber der Geradeausfahrt.

Mit oben gefundenem Zusammenhang Sonnenraddrehzahl - Außenraddrehzahl für Geradeausfahrt

$$n_{SSu} = n_{ASu} \cdot \frac{i_{SG}}{i_{StL}}$$

folgt aus Gleichung 4/20 mit 4/78b

$$n_w = \frac{1}{i_{SV}} \cdot \left(n_{SSu} - n_{ASu} \cdot \frac{i_{SG}}{i_{StL}} \right) \cdot \frac{1}{i_{SAPSu}}, \quad 4/81b$$

$$i_L = \frac{n_{ASu} \cdot (i_{oSu} \cdot i_{StL} + i_{SG})}{n_{SSu} \cdot i_{StL} - n_{ASu} \cdot i_{SG}} = \frac{i_{Su} \cdot (i_{oSu} \cdot i_{StL} + i_{SG})}{i_{StL} - i_{Su} \cdot i_{SG}}. \quad 4/97$$

Die Änderung der Flussrichtung der Wälzleistung erfolgt beim Drehzahlverhältnis

$$i_{Su} = \frac{n_{ASu}}{n_{SSu}} = 1.$$

Damit erhält man als weitere Bereichsgrenze zur Berechnung des Einradien-Überlagerungs-Lenkgetriebes mit Differenziallenkung

$$i_L = \frac{i_{oSu} \cdot i_{StL} + i_{SG}}{i_{StL} - i_{SG}}. \quad 4/97a$$

Es ist also zu beachten, dass sich die Bereichsgrenzen zusätzlich in Abhängigkeit von der geschalteten Übersetzung im Wechselgetriebe ändern.

b1) *Gesamte erforderliche Antriebsleistung*

Die gesamte Antriebsleistung wird aus den beiden Teilleistungen $P_{anv} + P_{anW}$ gebildet. Soll die erforderliche Motorleistung berechnet werden, so ist der Wirkungsgrad eines möglichen Vorgeleges und/oder eines hydrodynamischen Drehmomentwandlers zusätzlich zu berücksichtigen.

Mit den oben definierten Bereichsgrenzen erhält man folgende Gleichungen (vergl. [15]), in denen der Index zur Kennzeichnung des Summierungsgetriebes aus Gründen der Übersichtlichkeit fortgelassen wurde.

Bereich $i_K > i_L > i_L (F_i = 0); f_R > f_W \cdot \lambda/2$

$$P_{an} = \frac{F_G}{2} \cdot v_m \cdot \frac{1}{\eta_v \cdot \eta_{SV}} \cdot \frac{i_o + 1}{i_o + \eta_z} \cdot \frac{1}{i_{Lf}} \cdot \left(\frac{2 \cdot i_o \cdot i_{StL}}{i_{SG} \cdot \eta_{SG}} \cdot f_R + \frac{\eta_z}{\eta_{Lf2}} \cdot \left[\frac{1 + \eta_d^3}{\eta_d^4} \cdot \left(f_R + \frac{f_W \cdot \lambda}{2} \right) + \frac{1 - \eta_d^3}{\eta_d} \cdot \left(f_R - \frac{f_W \cdot \lambda}{2} \right) \right] \right) \quad 4/98$$

Bereich $i_L (F_i = 0) > i_L > \frac{i_o \cdot i_{StL} + i_{SG}}{i_{StL} - i_{SG}}; f_R < f_W \cdot \lambda/2$

$$P_{an} = \frac{F_G}{2} \cdot v_m \cdot \frac{1}{\eta_v} \cdot \frac{1}{i_{Lf}} \cdot \left(\begin{array}{l} \frac{1}{\eta_{SV}} \cdot \frac{i_o + 1}{i_o + \eta'_z} \cdot \left[\frac{\eta'_z \cdot (1 + \eta_d^3)}{\eta_{Lf2} \cdot \eta_d^4} + \frac{i_o \cdot i_{StL}}{i_{SG} \cdot \eta_{SG}} \right] \cdot \left(f_R + \frac{f_W \cdot \lambda}{2} \right) \\ - \eta_{SV} \cdot \frac{i_o + 1}{i_o \cdot \eta'_z + 1} \cdot \left[\frac{\eta_{Lf2} \cdot (1 - \eta_d^2)}{\eta_d} - \frac{i_o \cdot i_{StL} \cdot \eta'_z}{i_{SG} \cdot \eta_{SG}} \right] \cdot \left(f_R - \frac{f_W \cdot \lambda}{2} \right) \end{array} \right) \quad 4/99$$

Bereich $1 < i_L < \frac{i_o \cdot i_{StL} + i_{SG}}{i_{StL} - i_{SG}}$

$$P_{an} = \frac{F_G}{2} \cdot v_m \cdot \frac{1}{\eta_v} \cdot \frac{i_o + 1}{i_o \cdot \eta'_z + 1} \cdot \frac{1}{i_{Lf}} \cdot \left(\begin{array}{l} \frac{1}{\eta_{SV}} \cdot \left[\frac{1 + \eta_d^3}{\eta_{Lf2} \cdot \eta_d^4} + \frac{i_o \cdot i_{StL} \cdot \eta'_z}{i_{SG} \cdot \eta_{SG}} \right] \cdot \left(f_R + \frac{f_W \cdot \lambda}{2} \right) \\ - \eta_{SV} \cdot \left[\frac{\eta_{Lf2} \cdot (1 - \eta_d^2)}{\eta_d} - \frac{i_o \cdot i_{StL} \cdot \eta'_z}{i_{SG} \cdot \eta_{SG}} \right] \cdot \left(f_R - \frac{f_W \cdot \lambda}{2} \right) \end{array} \right) \quad 4/100$$

Beim „Wenden um die Hochachse“ $i_L = 0$ fließt die gesamte Leistung über den Lenkgetriebezweig:

$$P_{an} = 2 \cdot F_G \cdot v_a \cdot \frac{1}{\eta_{Lf1} \cdot \eta_{Lf2} \cdot \eta_{SV}} \cdot \frac{1 + \eta_d^3}{\eta_d^4} \cdot \frac{i_o + 1}{i_o \cdot \eta'_z + 1} \cdot \left(f_R + \frac{f_{W0} \cdot \lambda}{2} \right) \quad 4/101$$

b2) Lenkverluste

In den Gleichungen 4/98 bis 4/100 sind die Lenkverluste enthalten. Diese werden für die drei Teilbereiche mit den Gleichungen 4/102 bis 4/104 berechnet.

Bereich $i_K > i_L > i_L (F_i = 0); f_R > f_W \cdot \lambda/2$

$$V_L = \frac{F_G}{2} \cdot v_m \cdot \frac{1}{\eta_{SV} \cdot \eta_{Lf2}} \cdot \frac{\eta'_z \cdot (i_o + 1)}{i_o + \eta'_z} \cdot \left[\frac{1}{\eta_d^4} \cdot \left(f_R + \frac{f_W \cdot \lambda}{2} \right) - \eta_d \cdot \left(f_R - \frac{f_W \cdot \lambda}{2} \right) \right] \cdot \left(\frac{1}{i_{Lf}} - \frac{1}{i_L} \right) \quad 4/102$$

$$\text{Bereich } i_L (F_i = 0) > i_L > \frac{i_o \cdot i_{StL} + i_{SG}}{i_{StL} - i_{SG}}; f_R < f_W \cdot \lambda/2$$

$$V_L = \frac{F_G}{2} \cdot v_m \cdot \left[\frac{1}{\eta_{SV} \cdot \eta_{Lf2} \cdot \eta_d^4} \cdot \frac{i_o + 1}{i_o + \eta_z} \cdot \left(f_R + \frac{f_W \cdot \lambda}{2} \right) - \frac{\eta_{SV} \cdot \eta_{Lf2}}{\eta_d} \cdot \frac{i_o + 1}{i_o \cdot \eta_z + 1} \cdot \left(f_R - \frac{f_W \cdot \lambda}{2} \right) \right] \cdot \left(\frac{1}{i_{Lf}} - \frac{1}{i_L} \right) \quad 4/103$$

$$\text{Bereich } 1 < i_L < \frac{i_o \cdot i_{StL} + i_{SG}}{i_{StL} - i_{SG}}$$

$$V_L = \frac{F_G}{2} \cdot v_m \cdot \frac{i_o + 1}{i_o \cdot \eta_z + 1} \cdot \left[\frac{1}{\eta_{SV} \cdot \eta_{Lf2} \cdot \eta_d^4} \cdot \left(f_R + \frac{f_W \cdot \lambda}{2} \right) - \frac{\eta_{SV} \cdot \eta_{Lf2}}{\eta_d} \cdot \left(f_R - \frac{f_W \cdot \lambda}{2} \right) \right] \cdot \left(\frac{1}{i_{Lf}} - \frac{1}{i_L} \right) \quad 4/104$$

4.4.2.2.4 Ausführungsbeispiele

Als Beispiel für Radien-Überlagerungs-Lenkgetriebe werden zwei Typen vorgestellt, die in großen Stückzahlen verwendet werden bzw. wurden:

- ZF 4 HP - 250 der Firma Zahnradfabrik Friedrichshafen für die Fahrzeuge des Leopard 1 - Waffensystems,
- CD 850 der Firma Detroit Diesel Allison Division der General Motors für die Kampfpanzer M 47, M 48, M 60.

a) Zweiradien-Überlagerungs-Lenkgetriebe 4 HP-250

a1) Aufbau und Funktion:

Der schematische Aufbau dieses Getriebes ist in Abb. 4.73 dargestellt. Es handelt sich definitionsgemäß um ein Zweiradien-Überlagerungs-Lenkgetriebe, da im Summierungsgetriebe der Außenraddrehzahl aus dem Schaltgetriebezweig Sonnenraddrehzahlen aus zwei schaltbaren Übersetzungen im Lenkgetriebezweig überlagert werden können.

Der Schaltgetriebezweig wird durch Hintereinanderschaltung von Stirn- und Kegelarvorgelegen, hydrodynamischem Drehmomentwandler, Wendegetriebe und Schaltgetriebe gebildet.

Der Lenkgetriebezweig wird, ausgehend vom Motor, durch ein Stirnradvorgelege, die

eigentliche Lenkeinheit und ein Stirnradvorgelege zum Summierungsgetriebe aufgebaut.

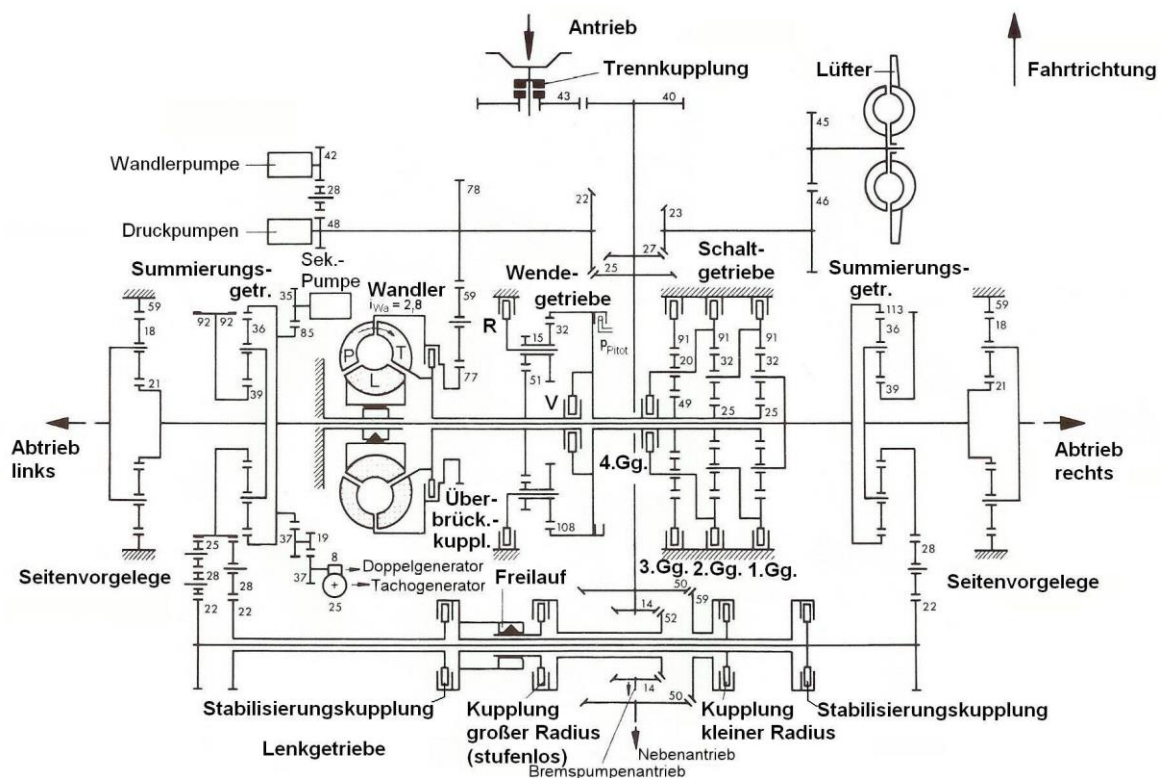


Abb. 4.73: Zweiradien-Überlagerungs-Lenkgetriebe ZF 4 HP-250 ([46], ZF 4HP-250 Beschreibung)

Im Einzelnen ist folgende Kennzeichnung vorzunehmen:

Hydrodynamischer Drehmomentwandler:

Mit Überbrückungskupplung; die Steuerung erfolgt drehzahlabhängig, zusätzlich durch die Stellung des Gangwahlschalters (im 4. Gang wird ständig mechanisch überbrückt; in der Stellung „V“ des Fahrtrichtungshebels wird nur der 1. Gang im Wandlerbetrieb gefahren, in den anderen Gängen wird die Überbrückungskupplung nur beim Schaltvorgang geöffnet)

Schaltgetriebe:

Lastschaltbares Planetengetriebe in Wilson-Bauart (3 Planetensätze für 4 Gänge). Der Schaltvorgang erfolgt hydraulisch, der Schaltimpuls wird vom Steuergerät elektrisch auf eine Servo-Stuereinheit gegeben.

Die Kombination hydrodynamischer Drehmomentwandler - lastschaltbares Planetengetriebe ermöglicht eine relativ einfache Automatisierung des Schaltvorganges. Diese Automatisierung wurde durch Einbau des erforderlichen elektronischen Steuergliedes

beim Typ Leopard 1 A4 ermöglicht; die Steuereinheit ist dabei für die anderen Ausführungen durchaus nachrüstbar.

Wendegeriebe:

Planetengetriebe in Reihe vor dem Schaltgetriebe angeordnet; bei Rückwärtsfahrt liegt dadurch eine Drehrichtungsumkehr im Schaltgetriebe vor, so dass theoretisch die Anzahl der Rückwärts- gleich der der Vorwärtsgänge ist (hier sind der 3. und 4. rückwärts gesperrt).

Lenkgetriebe:

Zwei feste Kegelradübersetzungen werden durch Kupplungen (großer bzw. kleiner Radius) geschaltet. Die unterschiedlichen Drehzahlen werden über einen Freilauf zusammengeführt. Über jeweils eine Stabilisierungskupplung erfolgt die Drehzahlbeeinflussung des kurvenäußeren bzw. nach Drehrichtungsumkehr über eine Zentralwelle (Null-) die des kurveninneren Sonnenrades im Summierungsgetriebe. Durch die Überlagerung mit den Drehzahlen aus dem Schaltgetriebezweig erhält man 8 feste Lenkübersetzungen für die Vorwärtsfahrt. Die Stabilisierungskupplungen sind bei Geradeausfahrt beide geschlossen. Sie legen damit die Sonnenräder im Summierungsgetriebe fest und bewirken Kursstabilität (vergl. Kapitel 4.4.2.2.1 mit Abb. 4.63). Die Steuerung der Lenkeinheit ist in Abb. 4.74 schematisch dargestellt.

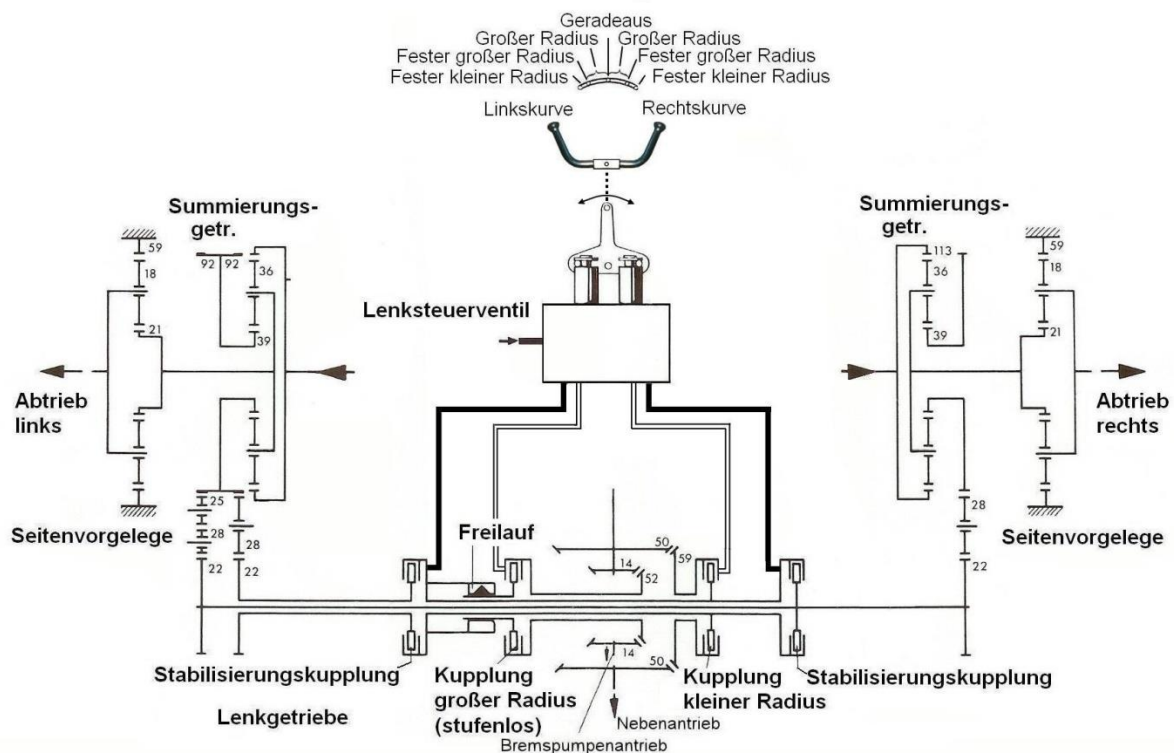


Abb. 4.74: ZF 4 HP -250 - Schema der Lenkanlage

Durch ein zentrales Lenkrad wird ein Lenkstellventil betätigt. Dieses steuert über ein Ventilsystem die Stabilisierungskupplungen so, dass bei Geradeausfahrt beide mit Öldruck beaufschlagt werden und bei Kurvenfahrt die zur Innenseite gelegene gelöst wird. Über ein zweites Ventil wird bei kleinen Lenkradverdrehungen zunächst nur die Kupplung für den großen Radius, ab einem bestimmten Ventilweg (entsprechend weitere Lenkradverdrehung) zusätzlich die für den kleinen Radius geschaltet. Die unterschiedlichen Abtriebsdrehzahlen werden über den Freilauf zusammengeführt. Bei Rückwärtsfahrt wird die Ansteuerung der Stabilisierungskupplungen aus dem Lenkstellventil vertauscht. Dadurch wird die Richtung der Sonnenraddrehzahl an den Summierungsgetrieben dem umgekehrten Drehsinn der Außenräder angepasst. Somit wird die relative Überlagerung gleich der bei Vorwärtsfahrt. Ein bestimmter Einschlag am Lenkrad bewirkt damit bei Rückwärts- wie bei Vorwärtsfahrt die gleiche Kurvenrichtung (vergl. Kapitel 4.4.2.1.1 Abschnitt 3.).

Exaktes Lenken:

Beim Beschleunigen und Verzögern des Motors ist exaktes Lenken nicht gegeben, da die Motordrehzahl über den hydrodynamischen Drehmomentwandler ins Schaltgetriebe (Schlupf bei geöffneter Überbrückungskupplung), dagegen direkt ins Lenkgetriebe übertragen wird. Dies ergibt eine Änderung des Kurvenradius bei gleicher Lenkradstellung (vergl. Kapitel 4.4.2.1.1 Abschnitt 4. und Abb. 4.57 Zweig B).

a2) *Berechnung:*

Bei der kraftfahrtechnischen Berechnung interessieren die

- Vorwärtsübersetzungen zur Bestimmung des Fahrzustandsdiagramms (vergl. Kapitel 2.2.4 bzw. Abb. 2.31).
- Wendeübersetzung zur Festlegung der theoretischen Mindestkurvenradien
- Wirkungsgrade zur Festlegung des Leistungsbedarfs in einem beliebigen Fahrzustand.

Vorwärtsübersetzungen i_v (vergl. Kapitel 4.4.2.2.2 und Abb. 4.36):

Die Vorwärtsübersetzung wird mit Gleichung 4/76 berechnet; die Einzelübersetzungen i_{vn} werden aus dem Schaltgetriebezweig in Abb. 4.73 entnommen:

$$i_v = \frac{40}{43} \cdot \frac{22}{25} \cdot \frac{59}{78} \cdot \frac{77}{59} \cdot i_n \cdot i_{WG} \cdot i_{SG} \cdot i_{ASPSu} \cdot i_{SV}$$

Darin sind die Übersetzungen im:

- Wendegetriebe
vorwärts

$$i_{WG\text{vorwärts}} = 1$$

rückwärts

$$i_{W\text{Grückwärts}} = i_{SPA} \cdot \frac{15}{32} = -i_o \cdot \frac{15}{32} = -\frac{108}{51} \cdot \frac{15}{32} = -0,9926$$

Schaltgetriebe

Das Schaltgetriebe ist nach dem Wilson-Prinzip aufgebaut. Hier werden mit drei Planetensätzen 4 Gänge gebildet, wobei der 4. Gang durch Verblocken aller Sätze den Durchtrieb darstellt. Im 1. - 3. Gang erfolgt der Abtrieb immer über den Steg des 1. Satzes, wobei im 2. und 3. Gang zum Antrieb über das Sonnenrad eine gleichgerichtete Drehzahlüberlagerung über das Außenrad hinzukommt. (In den Gleichungen für die Übersetzungen bezeichnet der letzte Index den zugehörigen Planetensatz).

$$i_{SG1.Gang} = i_{SAP1} = i_{o1} + 1 = \frac{91}{25} + 1 = 4,640$$

$$i_{SG2.Gang} = \frac{1}{\frac{1}{i_{SAP1}} + \frac{1}{i_{SAP2}} \cdot \frac{1}{i_{ASP1}}} = \frac{i_{o1} + 1}{1 + \frac{i_{o1}}{i_{o2} + 1}}$$

hier sind der 1. und 2. Satz baugleich: $i_{o1} = i_{o2}$

$$i_{SG2.Gang} = \frac{(i_{o1} + 1)^2}{2 \cdot i_{o1} + 1} = \frac{\left(\frac{91}{25} + 1\right)^2}{2 \cdot \frac{91}{25} + 1} = 2,600$$

$$i_{SG3.Gang} = \frac{1}{\frac{1}{i_{SAP1}} + \frac{1}{i_{SAP2} \cdot i_{ASP1}} + \frac{1}{i_{SAP3} \cdot i_{ASP2} \cdot i_{ASP1}}}$$

$$= \frac{i_{o1} + 1}{1 + \frac{i_{o1}}{i_{o2} + 1} + \frac{i_{o2} \cdot i_{o1}}{(i_{o3} + 1) \cdot (i_{o2} + 1)}}$$

mit $i_{o1} = i_{o2}$:

$$i_{SG3.Gang} = \frac{(i_{o1} + 1)^2}{\frac{i_{o1}^2}{i_{o3} + 1} + 2 \cdot i_{o1} + 1} = \frac{\left(\frac{91}{25} + 1\right)^2}{\frac{\left(\frac{91}{25}\right)^2}{\frac{91}{49} + 1} + 2 \cdot \frac{91}{25} + 1} = 1,667$$

$$i_{SG4.Gang} = 1,000$$

- Summierungsgetriebe

$$i_{Su} = i_{ASPSu} = \frac{i_{oSu} + 1}{i_{oSu}} = \frac{\frac{113}{39} + 1}{\frac{113}{39}} = 1,345$$

- Seitenvorgelege

$$i_{SV} = i_{SAPSV} = i_{oSV} + 1 = \frac{59}{21} + 1 = 3,810$$

Die Auswertung ist in Tabelle 4.2 durchgeführt.

Lenkübersetzungen (Wende-) i_{wf} (vergl. Kapitel 4.4.2.2.2 und Abb. 4.36):

Mit Gleichung 4/75 gilt für den Kraftfluss im Lenkgetriebezweig der Abb. 4.73 für den

- großen Radius:

$$i_{wf(\text{großer Radius})} = \frac{40}{43} \cdot \frac{52}{14} \cdot \frac{28}{22} \cdot \frac{92}{28} \cdot i_{SAPSu} \cdot i_{SV}$$

mit

$$i_{Su} = i_{SAPSu} = i_{oSu} + 1 = \frac{113}{39} + 1 = 3,897$$

$$i_{wf(\text{großer Radius})} = 52,7572 \cdot \frac{52}{14} = 214,527.$$

Entsprechend wird die Übersetzung berechnet für den

- kleinen Radius:

$$i_{wf(\text{kleiner Radius})} = 52,7572 \cdot \frac{59}{50} = 68,154.$$

Mit Gleichung 4/67 kann die feste Lenkübersetzung in den Gängen bestimmt werden. Die Werte, die in Tabelle 4.2 enthalten sind, stimmen allerdings nur bei überbrücktem Wandler. Bei geöffneter Überbrückungskupplung ist in Gleichung 4/75 im Nenner die Wandlerübersetzung $i_n > 1$ zu berücksichtigen.

Tabelle 4.2 enthält Zahlenwerte für den Mindestkurvenradius und die Höchstgeschwindigkeit in den Gängen mit den Daten des KPz Leopard 1. Die Werte gelten für überbrückten Wandler und Schlupffreiheit zwischen Kette und Boden. In diesem Fall kann der Mindestkurvenradius mit Hilfe von Gleichung 4/27 berechnet werden und die Fahr- gleich der Umfangsgeschwindigkeit am Triebtrad gesetzt werden.

Gang	vorwärts				rückwärts	
	1.Gang	2.Gang	3.Gang	4.Gang	1.Gang	2.Gang
i_{SG}	4,640	2,600	1,667	1,000	4,640	2,600
i_v	19,214	10,767	6,902	4,141	-19,073	-10,688
$i_{wf\ gr.R.}$	214,53	214,53	214,53	214,53	214,53	214,53
$i_{wf\ kl.R.}$	68,15	68,15	68,15	68,15	68,15	68,15
$i_{Lf\ gr.R.}$	11,17	19,92	31,08	51,81	11,25	20,07
$i_{Lf\ kl.R.}$	3,55	6,33	9,87	16,46	3,57	6,38
V_{max} in km/h	13	24	37	62	-13	-24
$R_{min\ gr.R.}$ in m	15,1	26,9	42	69,9	15,2	27,1
$R_{min\ kl.R.}$ in m	4,8	8,5	13,3	22,2	4,8	8,6

mit $i_{wa} = i_n = 1$; $n_{mot} = 2200$ 1/min; $D_T = 620$ mm; $s = 2700$ mm

Tabelle 4.2: Übersetzungen, Mindestkurvenradien und theoretische Höchstgeschwindigkeiten des KPz Leopard 1 - ZF 4 HP-250

Wirkungsgrad:

Der erforderliche Leistungsbedarf wird entsprechend den Ausführungen in Kapitel

4.4.2.2.3 mit den Gleichungen 4/83 bis 4/89 erfasst. Die darin enthaltenen Einzelwirkungsgrade werden gemäß dem Getriebeschema der Abb. 4.73 berechnet (vergl. [22]). Außerdem ist das Wirkungsgradverhalten des hydrodynamischen Drehmomentwandler im Schaltgetriebezweig zu berücksichtigen. Grundsätzlich entspricht die Leistungsbilanz den Darstellungen in den Abb. 4.66 bis 4.72.

b) Allison Cross Drive CD 850 (Abb. 4.75)

b1) Aufbau und Funktion:

Das Getriebe gehört zu den Überlagerungs-Lenkgetrieben mit Differenziallenkung (vergl. Kapitel 4.4.2.2.1 und Abb. 4.65), wobei hier ein Ausgleichs-Getriebe in Stirnradausführung vorliegt. Demnach ist eine klare Trennung in Elemente für die Vortriebs- bzw. Wendebewegung nicht möglich, da auch ein Teil der erforderlichen Vortriebsleistung über das Lenkgetriebe zu den Summierungsplanetensätzen fließt. Im Einzelnen ist folgende Kennzeichnung durchzuführen:

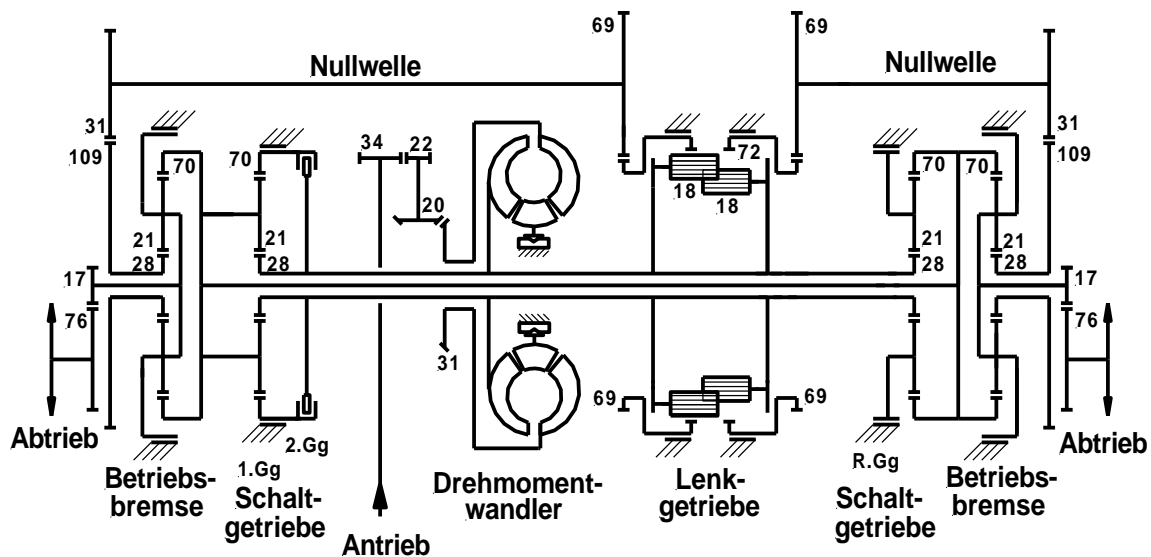


Abb. 4.75: Einraden-Überlagerungs-Lenkgetriebe Allison Cross Drive CD 850

Hydrodynamischer Drehmomentwandler:

Der Mehrphasendrehmomentwandler enthält zwei Leiträder, die sich über einen Freilauf am Gehäuse abstützen und in der Kupplungsphase frei mitdrehen. Mit einer maximalen Wandlung $i_{W_{\max}} = 3,6$ wird im Festbremspunkt eine große Drehmoment- und damit Zugkraftsteigerung erreicht [27].

Nachteilig ist das Fehlen der Überbrückungskupplung, so dass auch im günstigsten Fall in der Kupplungsphase Nennschlupf auftritt.

Schalt- und Wendegetriebe:

Für das Schaltgetriebe ist jeweils ein Planetensatz für die Vorwärts- und Rückwärtsfahrt vorgesehen. Da beide Sätze parallel und nicht in Reihe angeordnet sind, entspricht die Anzahl der Gänge bei Rückwärts- nicht zwangsläufig der bei Vorwärtsfahrt. Hier sind bei Vorwärtsfahrt zwei Übersetzungen, bei Rückwärtsfahrt eine Stufe schaltbar.

Lenkgetriebe:

Im Differenziallenkgetriebe sind drei Paare von Walzenrädern exzentrisch, um 120° gegen einander versetzt gelagert. Die Walzenräder sind untereinander und jeweils mit einem Hohlrad in Eingriff. Über Lenkkupplungen, die mit den Hohlrädern verbunden sind, wird eine Drehzahldifferenz der Nullwellen kurvenaußen und -innen erzeugt und der Lenkvorgang eingeleitet.

Exaktes Lenken und Kursstabilität:

Das Getriebe ermöglicht, wie alle Prinzipien mit Ausgleichgetriebe, keine Kursstabilität. Dies hat ein Ausweichen zur Seite des größeren Fahrwiderstands zur Folge und erfordert entsprechende Lenkkorrekturen.

Der Drehmomentwandler liegt im Kraftfluss vor der Leistungsverzweigung in die Schalt- bzw. Lenkeinheit. Er hat damit keinen Einfluss auf das Lenkverhalten.

b2) *Berechnung.*

Vorwärtsübersetzung und feste Lenkübersetzung (vergl. Kapitel 4.4.2.2 Abschnitt b)):

Die Vorwärtsübersetzung wird mit Gleichung 4/79 berechnet, wobei die Gleichungen 4/75 und 4/76 sinngemäß anzuwenden sind.

$$i_v = \frac{1}{\frac{1}{i'_v} + \frac{1}{i_{wf}}}$$

mit

$$i'_v = \frac{22}{34} \cdot \frac{31}{20} \cdot i_n \cdot i_{SG} \cdot i_{ASPSu} \cdot i_{SV}$$

$$i_{wf} = \frac{22}{34} \cdot \frac{31}{20} \cdot i_n \cdot \frac{69}{69} \cdot \frac{109}{31} \cdot i_{SAPSu} \cdot i_{SV}$$

damit

$$i_v = \frac{\frac{22}{34} \cdot \frac{31}{20} \cdot i_n \cdot (i_{oS_u} + 1) \cdot i_{SV}}{\frac{i_{oS_u}}{i_{SG}} + \frac{1}{i_{StL}}}$$

mit den Einzelübersetzungen:

- Schaltgetriebe:

$$1. \text{ Gang: } i_{SG1.Gang} = i_{SAP} = i_o + 1 = \frac{70}{28} + 1 = 3,500$$

$$2. \text{ Gang: } i_{SG2.Gang} = 1,000$$

- feste Übersetzungen im Lenkgetriebezweig:

$$i_{StL} = \frac{69}{69} \cdot \frac{109}{31} = 3,516$$

- Seitenvorgelege:

$$i_{sv} = \frac{76}{17} = 4,471 .$$

Damit wird die Vorwärtsübersetzung:

$$i_v = \frac{\frac{22}{34} \cdot \frac{31}{20} \cdot i_n \cdot \left(\frac{70}{28} + 1 \right) \cdot 4,471}{\frac{70}{28} \cdot \frac{1}{i_{SG}} + \frac{1}{3,516}} = \frac{15,693 \cdot i_n}{\frac{2,5}{i_{SG}} + \frac{1}{3,516}} .$$

Die Auswertung dieser Gleichung ist in Tabelle 4.3 durchgeführt. Darin ist die Wandlerübersetzung i_n willkürlich gleich 1 gesetzt worden, um die Eigenschaften dieses Getriebes herauszustellen.

Die feste Lenkübersetzung wird mit Gleichung 4/82 berechnet. Diese ist, wie oben ausgeführt, unabhängig von der Wandlerübersetzung.

$$i_{Lf} = \frac{i_{StL} \cdot i_{oSu}}{i_{SG}} + 1 = \frac{8,7903}{i_{SG}} + 1 .$$

Mit den Daten des KPz M 48 A 2 kann der Mindestkurvenradius (Gleichung 4/27) bzw. die Höchstgeschwindigkeit in den Gängen bestimmt werden. Voraussetzung ist wiederum Schlupffreiheit zwischen Kette und Boden. Hinsichtlich der Höchstgeschwindigkeit ist das Ergebnis entsprechend einem angenommenen Nennschlupf von 5 % korrigiert worden. Eine weitere wichtige Voraussetzung muss dadurch gegeben sein, dass die verfügbare Zugkraft gleich den Fahrwiderständen ist.

	vorwärts		rückwärts
<i>Gang</i>	1.Gang	2.Gang	R
i_{SG}	3,500	1,000	-2,500
i_v	15,714	5,636	-21,930
i_{wf}	55,179	55,179	55,179
i_{Lf}	3,512	9,790	2,516
V_{max} in km/h	24	66 (prakt. 52)	-17
R_{min} in m	5,1	14,2	3,7

mit $i_{wa} = i_n = 1$; $n_{mot} = 2950$ 1/min; $D_T = 704$ mm; $s = 2910$ mm

Tabelle 4.3: Übersetzungen, Mindestkurvenradien und theoretische Höchstgeschwindigkeit des KPz M48 A2 - Allison CD 850

Wirkungsgradverhalten:

Zur Berechnung der erforderlichen Antriebsleistung sind die Gleichungen 4/98 bis 4/101 anzuwenden. Die genaue rechnerische Erfassung bereitet wieder Schwierigkeiten, weil der Wandlerwirkungsgrad zu berücksichtigen ist, der beide Leistungszweige beeinflusst.

Dieses hängt vom augenblicklichen Schlupf zwischen Pumpen- und Turbinenrad ab und damit von vielfältigen Parametern (vergl. Abb. 4.11).

Die Leistungsbilanz ist ungünstiger zu erwarten als beim ZF 4 HP 250, da hier bei Vorwärtsfahrt nur zwei feste Lenkübersetzungen zur Verfügung stehen, um den gesamten fahrbaren Kurvenbereich abzudecken. Die Rutschverluste an den Lenkbremsen

steigen damit an, gleichzeitig die Verschleißbelastung der Bauteile (vergl. [15]). In Verbindung mit einer mäßigen installierten spezifischen Leistung (vergl. Abb. 3.2) führt dies zu einer geringen Kurvenbeweglichkeit der entsprechenden Fahrzeuge.

Die Beweglichkeit wird weiterhin dadurch eingeschränkt, dass der fahrbare Mindestradius mehr als 5 Meter beträgt und auch durch Wändlerschlupf nicht verkleinert werden kann (unberücksichtigt ist dabei die Möglichkeit, mit diesen Fahrzeugen um die Hochachse zu wenden).

4.4.2.3 Stufenlose Überlagerungs-Lenkgetriebe

4.4.2.3.1 Prinzip

Die im vorherigen Kapitel besprochenen Radien-Überlagerungs-Lenkgetriebe weisen zwar eine erhebliche Verbesserung des Leistungsverhaltens gegenüber den einfachen Prinzipien auf, sie erfüllen die Vorstellungen einer idealen Lenkung dennoch nur bedingt. Folgende Nachteile bleiben bestehen:

- Auch bei einem Zweiradien-Überlagerungs-Lenkgetriebe mit einem Mehrstufen-Schaltgetriebe müssen die Bereiche zwischen zwei festen Lenkübersetzungen durch verlust- und verschleißbehaftetes Rutschen abgedeckt werden.
- Die relativ günstige Leistungsbilanz der Abb. 4.71 bzw. 4.72 kann nur unter der Voraussetzung erreicht werden, dass immer die günstigste Kombination zwischen Radienkupplung und Schaltgetriebeübersetzung gewählt wird. Dies wird, wie oben ausgeführt, betriebstechnisch nicht erreichbar sein.
- Durch Zuordnung von Schaltgetriebeübersetzungen und Lenkübersetzung erfolgt beim Schaltvorgang bei konstanter Lenkbedienung eine Änderung des Kurvenradius. Daher sind beim Schalten in der Kurve ebenfalls Lenkkorrekturen vorzunehmen. Dies ist besonders bei automatisierten Schaltgetrieben zu beachten.
- Der durch mechanische Lenkbremsen bzw. -kupplungen eingeleitete Lenkvorang ist in der Praxis nur bei gutem Ausbildungsstand feinfühlig zu dosieren. Das daraus allgemein erfolgende ruckartige Lenken kann bei hoher Geschwindigkeit und rutschiger Fahrbahn instabile Fahrzustände hervorrufen. Hiervon ist vor allem der Bereich der geringen Lenkkorrekturen betroffen, besonders dann, wenn das Fahrzeug aufgrund der Getriebemerkmale nicht kursstabil ist. Hier ist oft ein „Überlenken“ mit schlingerndem Fahrverhalten zu beobachten.

Der Lenkvorgang mit Überlagerungs-Lenkgetrieben wird optimiert, wenn der Vordrehzahl im Summierungsgetriebe eine stufenlos veränderliche Wendedrehzahl überlagert wird, die nicht an einer rutschenden Kupplung bzw. Bremse erzeugt wird. Weiterhin wäre von Vorteil, wenn auch im Hauptantrieb eine stufenlos veränderliche Abtriebsdrehzahl erzeugt würde, um Sprünge in der Überlagerung an den Summierungssätzen und damit bei den erzeugten Kurvenradien zu vermeiden. Der grundsätzliche Aufbau eines solchen Getriebes ist in Abb. 4.76 dargestellt.

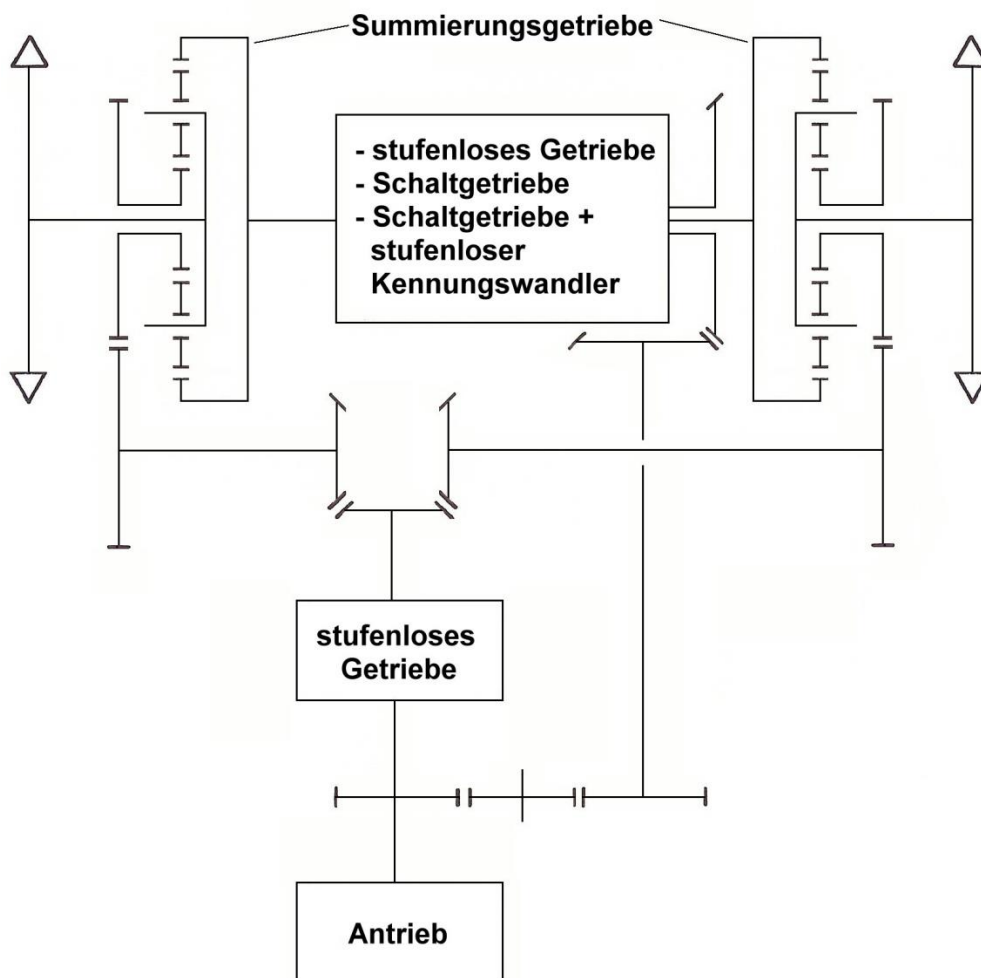


Abb. 4.76: Stufenloses Überlagerungs-Lenkgetriebe, Grundprinzip

Für die Auswahl geeigneter stufenloser Getriebe sind als Kriterien zu beachten:

- Übertragbarkeit der im Panzerbau erforderlichen hohen Leistungen
- Wirkungsgradverhalten
- Bauvolumen und Gewicht
- Herstellungskosten

- Lebensdauer
- Wartungs- und Instandsetzungsmöglichkeiten bzw. –kosten.

Getriebe für den Hauptantriebszweig sind im Kapitel 4.1.2 diskutiert worden. Stufenlose Kennungswandler können im Panzerbau nach dem heutigen technischen Stand nur in Kombination mit mechanisch gestuften Wechselgetrieben verwendet werden. Für den Lenkungsweig sind rein stufenlose Lösungen erarbeitet worden. Hinsichtlich der Auswahl geeigneter Elemente ist es zwar zutreffend, dass der Lenkungsweig zeitlich weniger beansprucht wird und auch die hier fließende Leistung in weitem Radienbereich geringer ist als im Vortriebszweig (vergl. Abb. 4.66 und 4.67). Dennoch muss beachtet werden, dass die über das Lenkgetriebe fließende Wendeleistung bis zum Grenzfall („Wenden um die Hochachse“) auf die gesamte Motorleistung anwachsen kann. Daher kommen als mögliche Bauelemente bei vertretbarem Aufwand nur hydrostatische bzw. hydrodynamische Getriebe in Betracht.

Versuche mit hydrostatischen Lenksystemen fanden schon im 1. Weltkrieg mit dem britischen Mark IV, dann in den zwanziger Jahren des vorigen Jahrhunderts in den französischen Panzern SRB und B in Ergänzung zu einem mechanischen Lenkgetriebe teil, ferner in Prototypen der Pz.Kpfw. IV und Panther. Der erste serienmäßige Einbau nach dem 2. Weltkrieg erfolgte in den schweizerischen Kampfpanzern P 61 und P 68 [33, 38].

Rein hydrostatische Lösungen wurden auch in den deutschen Jagdpanzern Kanone bzw. Rakete (Jaguar) und im amerikanischen Prototyp KPz 70 verwendet, ferner werden sie für die Getriebe Allison X genutzt, damit unter anderem für die Leistungsklasse des MTW M113 und für den Kampfpanzer M 1. Auch im amerikanischen SPz Bradley wird eine solche Lösung genutzt.

Mit hydrostatisch-hydrodynamischen Lenkgetrieben sind die Fahrzeuge der Familie des SPz Marder ausgerüstet, ebenso wie in einer weiterentwickelten Form der deutsche Prototyp KPz 70 und der Kampfpanzer Leopard 2. Außerdem wird es in dem KPz Leclerc Tropicalise' für die Vereinigten Arabischen Emirate (UAE) eingesetzt (Euro-Power-Pack der Fa. Renk in Kombination mit einem Triebwerk der 880er Serie der Fa. MTU) und im SPz Puma (Nachfolger des SPz Marder).

Eine Besonderheit hat die Anordnung im schwedischen Strv 103 B dargestellt, bei dem ein hydrostatisches Lenkgetriebe mit einem Kupplungs-Brems-Lenkgetriebe kombiniert wurde.

Auf den Aufbau und die Eigenschaften der verschiedenen Lösungen soll im Anschluss an die nachfolgenden grundsätzlichen Betrachtungen eingegangen werden.

4.4.2.3.2 Berechnungsgrundlagen

4.4.2.3.2.1 Mindestkurvenradius

Stufenlose Überlagerungslenkgetriebe weisen definitionsgemäß im gesamten Kurvenbereich die Rutschübersetzung $i_{wr} = 1$ auf. Damit entsprechen mit Gleichung 4/25 alle Lenkübersetzungen einer „festen“ Übersetzung. Die feste Lenkübersetzung sollte aber gleichzeitig den Mindestkurvenradius bezeichnen (Gleichung 4/27). Dieser hängt dann getriebeseitig, bei sinngemäßer Anwendung von Gleichung 4/77, wiederum von den Übersetzungen im Schaltgetriebezweig, dann aber von festen mechanischen und der Mindestübersetzung des hydraulischen Teiles ab. Die Kurvenbeweglichkeit wird also hinsichtlich des kleinsten fahrbaren Radius dadurch gekennzeichnet, welche Mindestübersetzung im Lenkteil hergestellt werden kann, d.h. welche maximale Drehzahl im Summierungsgetriebe überlagert wird. Wie bei den Radien-Überlagerungs-Lenkgetrieben ist der kleinste fahrbare Radius bei den üblichen Ausführungen der größten Vortriebsübersetzung, damit dem kleinsten Gang zugeordnet.

In Gleichung 4/77 enthält das Produkt aller i_{wn} die Übersetzung i_{ws} des stufenlosen Getriebes. Diese ist veränderlich von i_{wsmin} bis $i_{ws} \rightarrow \infty$, ermöglicht also die Kurvenfahrt von einem gangabhängigen Mindestradius bis zur Geradeausfahrt.

$$i_L = \frac{i_{w1} \cdot i_{w2} \cdot \dots \cdot i_{wn} \cdot i_{ws} \cdot i_{SAPS_u}}{i_{v1} \cdot i_{v2} \cdot \dots \cdot i_{vn} \cdot i_{SG} \cdot i_{ASPS_u}} \quad 4/77a$$

4.4.2.3.2.2 Leistungsbilanz

Alle technisch verwirklichten stufenlosen Überlagerungs-Lenkgetriebe haben eine grundsätzliche Leistungsaufteilung entsprechend Abb. 4.57 (vergl. Abb. 4.76). Damit wird die Leistungsbilanz nach den grundsätzlichen Regeln der Überlagerungs-Lenkgetriebe aufgestellt.

1. Vortriebleistung:

Die Vortriebsleistung wird für die drei definierten Radienbereiche mit den Gleichungen 4/83 bis 4/85 berechnet, da der Kraftfluss dem bei Radien-Überlagerungs-Lenkgetrieben entspricht. Zu beachten ist wiederum der Wir-

kungsgrad eines hydrodynamischen bzw. hydrostatischen Drehmomentwandlers.

2. *Wendeleistung:*

Stufenlose Lenkgetriebe weisen keine Lenkverluste nach Kapitel 4.2.2.2 auf. Der Leistungsbedarf, der über den Lenkungsweig fließt, und damit die Qualität des Wendevorgangs, hängt damit entscheidend vom Wirkungsgradverhalten der verwendeten stufenlosen Getriebeelemente ab.

In den Gleichungen zur Berechnung der Wendeleistung wird dies durch den Wirkungsgrad η_{Ls} berücksichtigt. Dabei ist zu beachten, dass dieser Wirkungsgrad je nach verwendetem Getriebeprinzip eine Funktion vielfältiger Parameter darstellt und insbesondere vom Drehzahlverhältnis n_{an}/n_{ab} damit von der Nullwellendrehzahl und der Lenkübersetzung (Kurvenradius) bestimmt wird. Dieser Zusammenhang wird bei der Besprechung der verschiedenen Prinzipien zu diskutieren sein.

Damit erhält man für die Wendeleistung der stufenlosen Überlagerungs-Lenkgetriebe folgende allgemeine Gleichungen in den drei Radienbereichen.

Bereich $i_K > i_L > i_L (F_i = 0)$; $f_R > f_W \cdot \lambda/2$

$$P_{anW} = \frac{F_G}{2} \cdot v_m \cdot \frac{1}{\eta_{Lf1} \cdot \eta_{SV}} \cdot \frac{\eta'_z \cdot (i_o + 1)}{i_o + \eta'_z} \cdot \frac{1}{i_L} \cdot \left[\frac{1}{\eta_{Ls} \cdot \eta_{Lf2a}} \cdot \left(f_R + \frac{f_W \cdot \lambda}{2} \right) - \eta_{Ls} \cdot \eta_{Lf2i} \cdot \left(f_R - \frac{f_W \cdot \lambda}{2} \right) \right] \quad 4/105$$

Bereich $i_L (F_i = 0) > i_L > i_o$; $f_R < f_W \cdot \lambda/2$

$$P_{anW} = \frac{F_G}{2} \cdot v_m \cdot \frac{1}{\eta_{Lf1} \cdot \eta_{Ls} \cdot \eta_{Lf2}} \cdot \frac{1}{i_L} \cdot \left[\frac{1}{\eta_{SV}} \cdot \frac{\eta'_z \cdot (i_o + 1)}{i_o + \eta'_z} \cdot \left(f_R + \frac{f_W \cdot \lambda}{2} \right) - \eta_{SV} \cdot \frac{i_o + 1}{i_o \cdot \eta'_z + 1} \cdot \left(f_R - \frac{f_W \cdot \lambda}{2} \right) \right] \quad 4/106$$

Bereich $i_o > i_L > 1$; $f_R < f_W \cdot \lambda/2$

$$P_{anW} = \frac{F_G}{2} \cdot v_m \cdot \frac{1}{\eta_{Lf1} \cdot \eta_{Ls} \cdot \eta_{Lf2}} \cdot \frac{i_o + 1}{i_o \cdot \eta'_z + 1} \cdot \frac{1}{i_L} \cdot \left[\frac{1}{\eta_{SV}} \cdot \left(f_R + \frac{f_W \cdot \lambda}{2} \right) - \eta_{SV} \cdot \left(f_R - \frac{f_W \cdot \lambda}{2} \right) \right] \quad 4/107$$

In den Gleichungen 4/105 bis 4/107 ist eine Symmetrie für den Lenkungsweig nach dem stufenlosen Getriebe angenommen worden.

3. *Antriebsleistung:*

Die gesamte erforderliche Antriebsleistung am Eingang des Getriebes erhält man aus der Summe der entsprechenden Teilleistungen in den Radienbereichen. Zusätzlich ist wieder der Zustand „Wenden um die Hochachse“ zu berücksichtigen, bei dem die gesamte Leistung über den Lenkungszeitweig fließt.

$$P_{an} = 2 \cdot F_G \cdot v_a \cdot \frac{1}{\eta_{Lf1} \cdot \eta_{Ls} \cdot \eta_{Lf2}} \cdot \frac{i_o + 1}{i_o \cdot \eta_z + 1} \cdot \left(f_R + \frac{f_{W0} \cdot \lambda}{2} \right) \quad 4/108$$

4. *Leistungsbilanz:*

Bei der Aufstellung der Leistungsbilanz besteht die oben genannte Unsicherheit, dass der Wirkungsgrad des stufenlosen Lenkgetriebes über den Radienbereich hinweg stark veränderlich ist. In der folgenden Auswertung soll der Einfluss dieses veränderlichen Wirkungsgrades dadurch untersucht werden, dass Parameterkurven für die Werte $\eta_{Ls} = 40 - 100\%$ aufgestellt werden. Die weiteren Größen zur Durchführung der Leistungsbilanz werden entsprechend Kapitel 4.4.2.2.3 Abschnitt a6) angenommen, um gleichzeitig einen weitgehenden Vergleich zu den Radien-Überlagerungs-Lenkgetrieben durchführen zu können. Für das Auswertungsbeispiel soll ferner der grundsätzliche Kraftfluss der Abb. 4.76 gelten. Dabei ist zusätzlich anzunehmen:

- Wirkungsgrad (kein Bestwert) zwischen Getriebeeingang und Lenkgetriebe
1 Stirnradeingriff $\eta_{Lf1} = \eta_s = 0,97$
- Wirkungsgrad (keine Bestwerte) zwischen Lenkgetriebe und Sonnenrad im Summierungsgetriebe
1 Kegelradeingriff $\eta_K = 0,96$
1 Stirnradeingriff $\eta_s = 0,97$
damit: $\eta_{Lf2} = 0,93$
- Lenkübersetzung für den kleinstmöglichen Kurvenradius: $i_{Lf} = i_{Lfmin} = 2$

Die Kurven der Abb. 4.77 geben den Einfluss des Lenkwirkungsgrades wieder. Demnach ist der Wirkungsgrad der Lenkeinrichtung für den Bereich der geringen Ausgleichsbewegung relativ unbedeutend, da hier die über den Lenkungszeitweig fließende Teilleistung ohnehin sehr gering ist. Für diesen Kurvenbereich werden andere Kriterien anzuwenden sein.

Zu mittleren und kleinen Radien hin wird mit wachsender Wendeleistung der Einfluss des Lenkorgans immer größer. Hier ist bei der Auslegung darauf zu achten, dass dieser Bereich mit guten Wirkungsgraden abgedeckt wird.

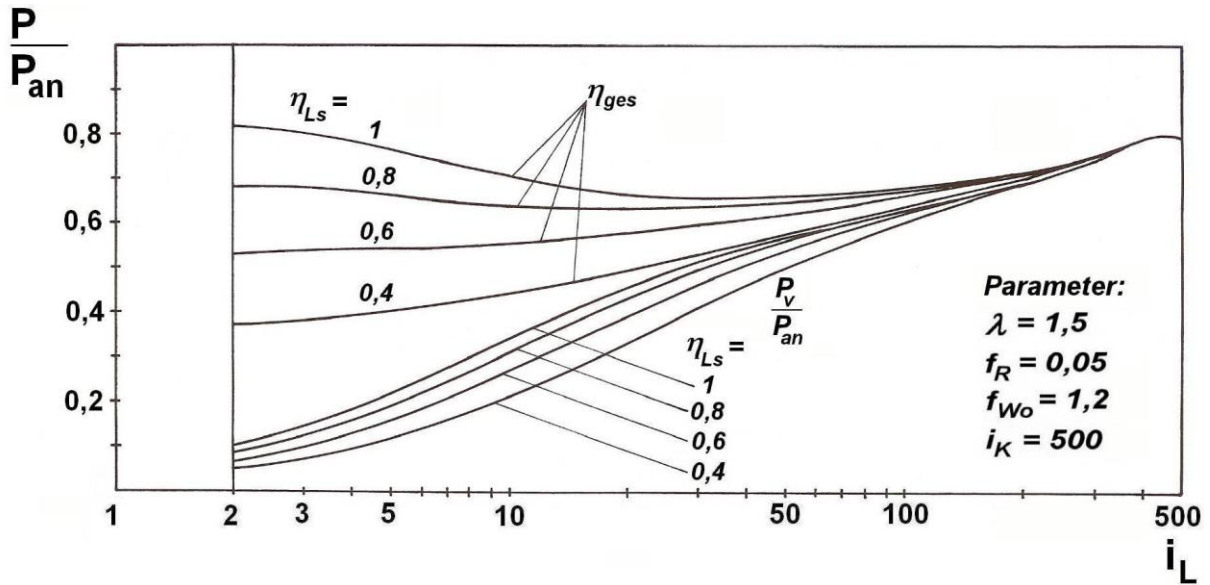


Abb. 4.77: Stufenloses Überlagerungs-Lenkgetriebe, Leistungsbilanz für konstante Wirkungsgrade des Lenkelementes

Dies geht ebenfalls aus der Abb. 4.78 hervor, in der konstante Geschwindigkeit in der Kurve zugrunde gelegt wurde.

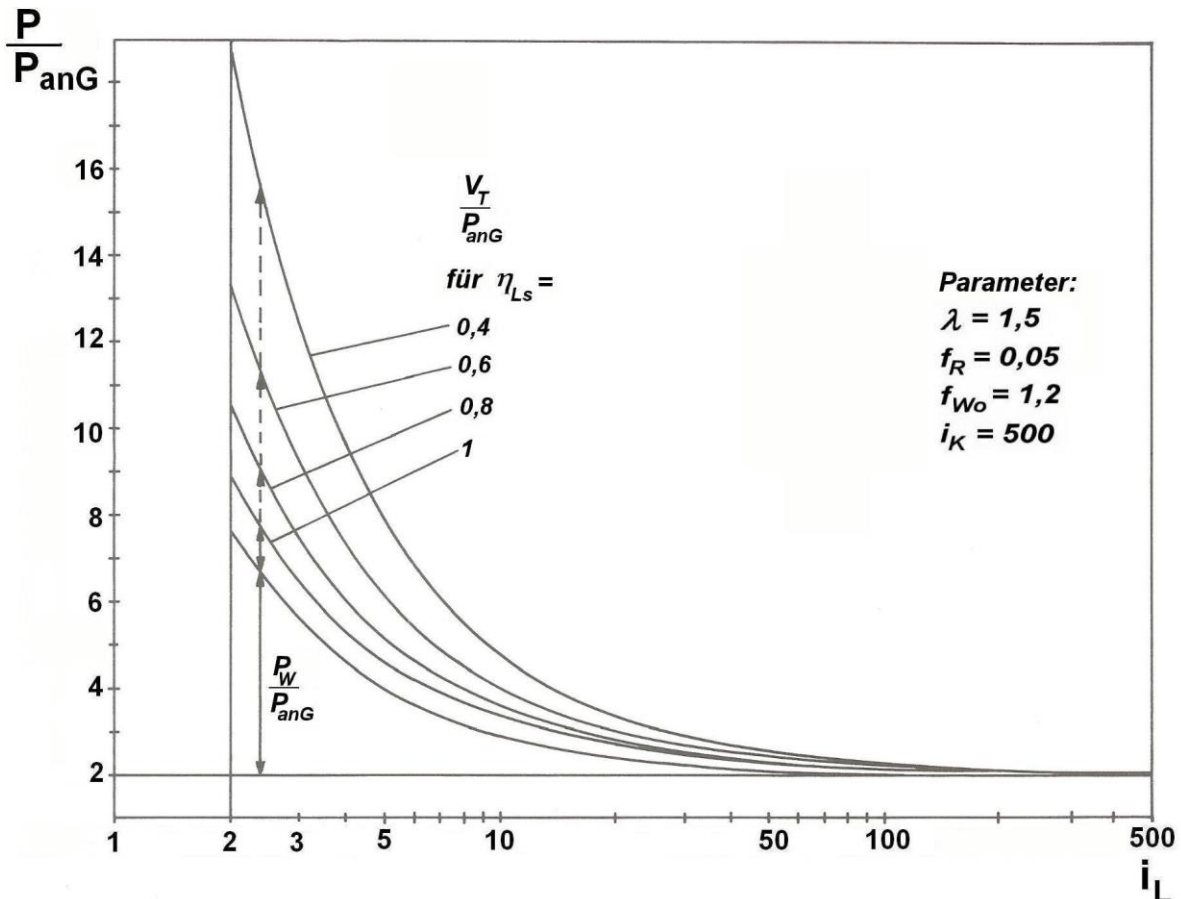


Abb. 4.78: Stufenloses Überlagerungs-Lenkgetriebe, Leistungsbilanz für konstante Geschwindigkeit

Gegenüber dem Radien-Überlagerungs-Lenkgetriebe ergibt sich nur dann ein Vorteil, wenn im stufenlosen Element gute Wirkungsgrade erzielt werden (vergl. Abb. 4.72). Bei kleinen Radien hat das Radien-Überlagerungs-Lenkgetriebe demnach Vorteile.

4.4.2.3.3 Bauformen des stufenlosen Lenkantriebs

4.4.2.3.3.1 Hydrostatische Lenkgetriebe

Hydrostatische Lenkgetriebe können in Form von Axial- bzw. Radialkolbensystemen aufgebaut sein. Beide arbeiten nach dem Verdrängungsprinzip. Eine Flüssigkeitssäule wird von einer mechanisch angetriebenen Pumpe zu einem Ölmotor gefördert. Der pulsierende Ölstrom wird am Motor in mechanische Drehbewegung zurückgewandelt. Dabei kann die Flüssigkeitssäule als nahezu starre Verbindung angesehen werden.

Die Veränderung der Überlagerungsdrehzahl aus dem Lenkgetriebe wird durch ein System Regelpumpe-Konstantölmotor erreicht. Die Pumpe wird mit einer Verstellvorrichtung (Lenkrad) verbunden. Durch Ausschwenken der Pumpe wird ein Volumenstrom erzeugt, der bei konstanter mechanischer Antriebsdrehzahl veränderlich ist nach

- Geschwindigkeit (zunehmender Schwenkwinkel aus der Nulllage)
- Richtung (Durchgang des Schwenkwinkels durch die Nulllage).

Die am Konstantmotor zurückgewandelte mechanische Drehbewegung ist damit bei gleicher Pumpenantriebsdrehzahl proportional der Größe bzw. Richtung des Pumpenschwenkwinkels und wird über Nullwellen (nach Drehrichtungsumkehr für eine Kurvenseite) zu den Sonnenrädern der Summierungsgetriebe geleitet.

Pumpe und Motor können getrennt jeweils in der Nähe des Antriebs- bzw. Abtriebsteiles angeordnet und durch Hydraulikleitungen verbunden sein oder als Kompakteinheit in einem Gehäuse verbunden werden. Die erstere Lösung hat den Vorteil der konstruktiven Freizügigkeit, die letztere denjenigen, dass Abdichtprobleme bei notwendigen hohen Betriebsdrücken gemildert werden.

Der prinzipielle Aufbau einer Hydrostatik-Einheit in Axial- Kolbenbauweise ist in Abb. 4.12 mit Abb. 4.13 dargestellt. Abb. 4.79 zeigt die Anordnung einer getrennten Einheit Pumpe-Motor innerhalb des Schemabildes des Überlagerungs-Lenkgetriebes.

Das Wirkungsgradverhalten einer Hydrostatik-Einheit wird durch volumetrische und mechanisch-hydraulische Verluste bestimmt. Im Verlustmoment für die mechanisch-hydraulischen Verluste werden zusammengefasst:

- Coulomb'sche Reibung
- Flüssigkeitsreibung durch Scherkräfte
- hydrodynamische Verluste durch Drosselung in den Kanälen.

Einen wesentlichen Parameter stellt die Last dar. Der mechanisch-hydraulische Wirkungsgrad ist beim Anlaufen am schlechtesten, vor allem bei Axialkolbenpumpen in Schrägscheibenbauart (s.u.). Mit wachsender Last, entsprechendem Druck im hydraulischen Medium, steigt dieser Wirkungsgrad auf einen Bestwert an.

Der volumetrische Wirkungsgrad wird durch Leckverluste an Pumpe und Motor bestimmt, auf die im Wesentlichen der Druck im hydraulischen Medium Einfluss nimmt. So steigen die Spaltverluste mit zunehmendem Druck durch Aufweitung und Abnahme der Viskosität des Öles infolge Temperaturerhöhung.

Bildet man den Gesamtwirkungsgrad aus beiden Anteilen und wendet diesen auf die Belastungsverhältnisse in einem Überlagerungs-Lenkgetriebe an, in dem die größte Last mit der größten relativen Drehzahl zusammenfällt, so erhält man einen Kurvenverlauf entsprechend der Darstellung in Abb. 4.12. Die erreichbaren Bestwerte hängen von der Bauart und dem Bauaufwand ab und liegen für die Einheit Pumpe-Motor bei 0,8 bis 0,85.

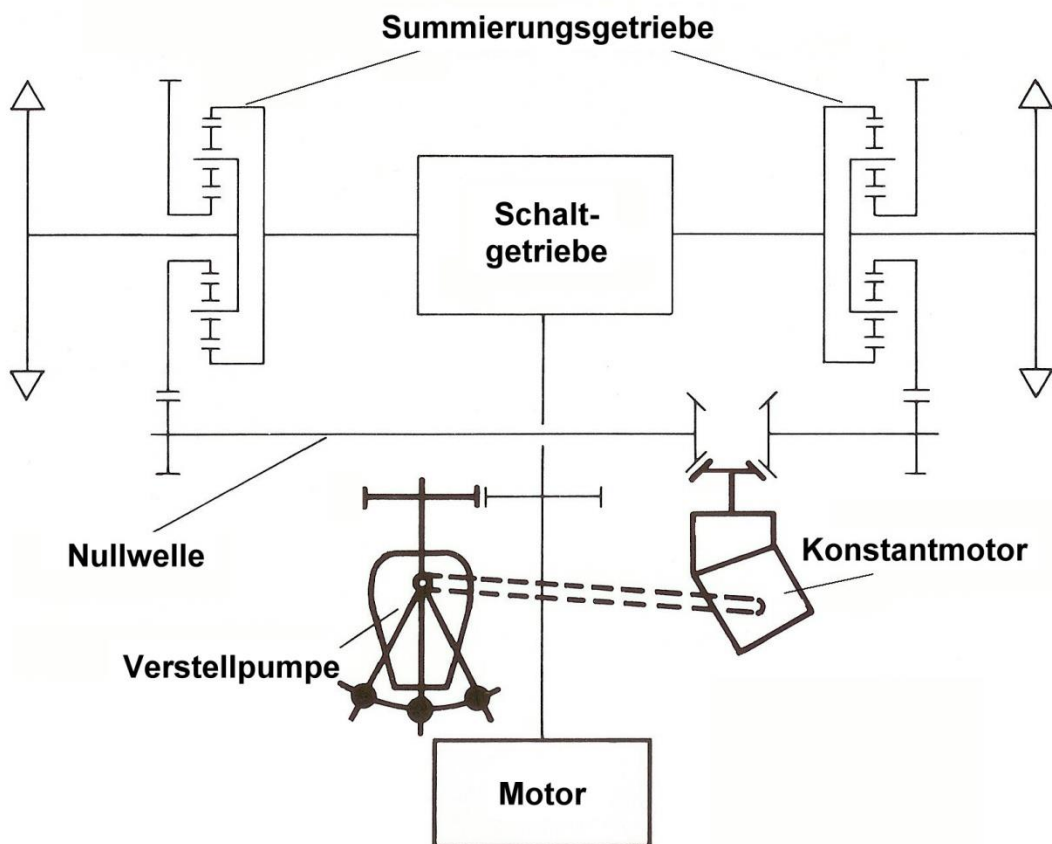


Abb. 4.79: Anordnung der Hydraulik-Einheit in einem stufenlosen Überlagerungs-Lenkgetriebe

Bei *Axialkolbenpumpen* bzw. *-motoren* sind die Kolben achsparallel in einer Zylindertrommel um die Drehachse angeordnet. Sie stützen sich auf einer schräg zur Drehachse der Zylindertrommel liegenden Ebene ab, wodurch ihr Hub erzeugt wird und damit bei Drehbewegung ein Förderstrom des hydraulischen Mediums. Die Schrägstellung der Pumpe erfolgt entweder durch die Schrägscheiben- (Schiefscheiben-) oder die Schrägachsenbauform. Bei der Schrägscheibenpumpe wird die Abstützebene verdreht. Hier entstehen bei der Abstützung der Kolbenkräfte Seitenkraftkomponenten auf die Zylinderbohrung. Dies bedeutet verstärkte Reibung, damit erhöhten Verschleiß, schlechteren Wirkungsgrad und insbesondere ein ungünstiges Anlaufverhalten. Die Schrägachsenpumpe, bei der die Zylindertrommel ausgeschwenkt wird, erlaubt größere Schwenkwinkel bei besseren Wirkungsgraden, erfordert aber größeren Platzbedarf. Diese Baueinheit ist im Zusammenhang mit einem Konstantmotor die typische Lösung des stufenlosen Lenkantriebs.

Eine alternative Lösung stellt die *Radialkolbenpumpe* dar, bei der die Zylinder in einer oder mehreren Ebenen um die Pumpenachse angeordnet sind. Diese Bauform, die in amerikanischen Getriebeentwicklungen verwendet wurde bzw. wird, hat den Vorteil der sehr kompakten Konstruktion mit leichter Unterbringungsmöglichkeit im Getriebe. Außerdem entstehen keine druckverursachten Kolbenseitenkräfte, wodurch der Verschleiß gemindert wird. Die verwendeten Lösungen sehen eine Kombination von schlitzgesteuerten Verstellpumpen und Konstantmotoren vor.

Das ungünstige Anlaufverhalten von Axialkolbeneinheiten, das bei kleinsten Lenkkorrekturen gegen großen Wendewiderstand zu „stickslip“-Effekten führen kann, wird durch eine Lösung vermieden, die von der Zahnradfabrik Friedrichshafen entwickelt wurde. Hier werden zwei selbständige Hydrostatik-Einheiten (Verstellpumpe und Konstantmotor) über ein Summierungsgetriebe auf einen gemeinsamen Abtrieb geschaltet. Beide Pumpen sind in ihrer Fördercharakteristik, damit in der Abtriebsdrehzahl des Konstantmotors, so gegeneinander verstimmt, dass bei Geradeausfahrt am Hydrostat-Summierungsgetriebe die Abtriebsdrehzahl zu Null wird. Aus dieser Schaltung ergibt sich der Vorteil, dass die Hydromotoren bei Lenkungsbeginn nicht aus der Drehzahl Null anlaufen müssen.

Abb. 4.80 zeigt den prinzipiellen Aufbau der Hydrostatik-Einheiten und des Summierungsgetriebes mit den Wirkungsgradkennlinien.

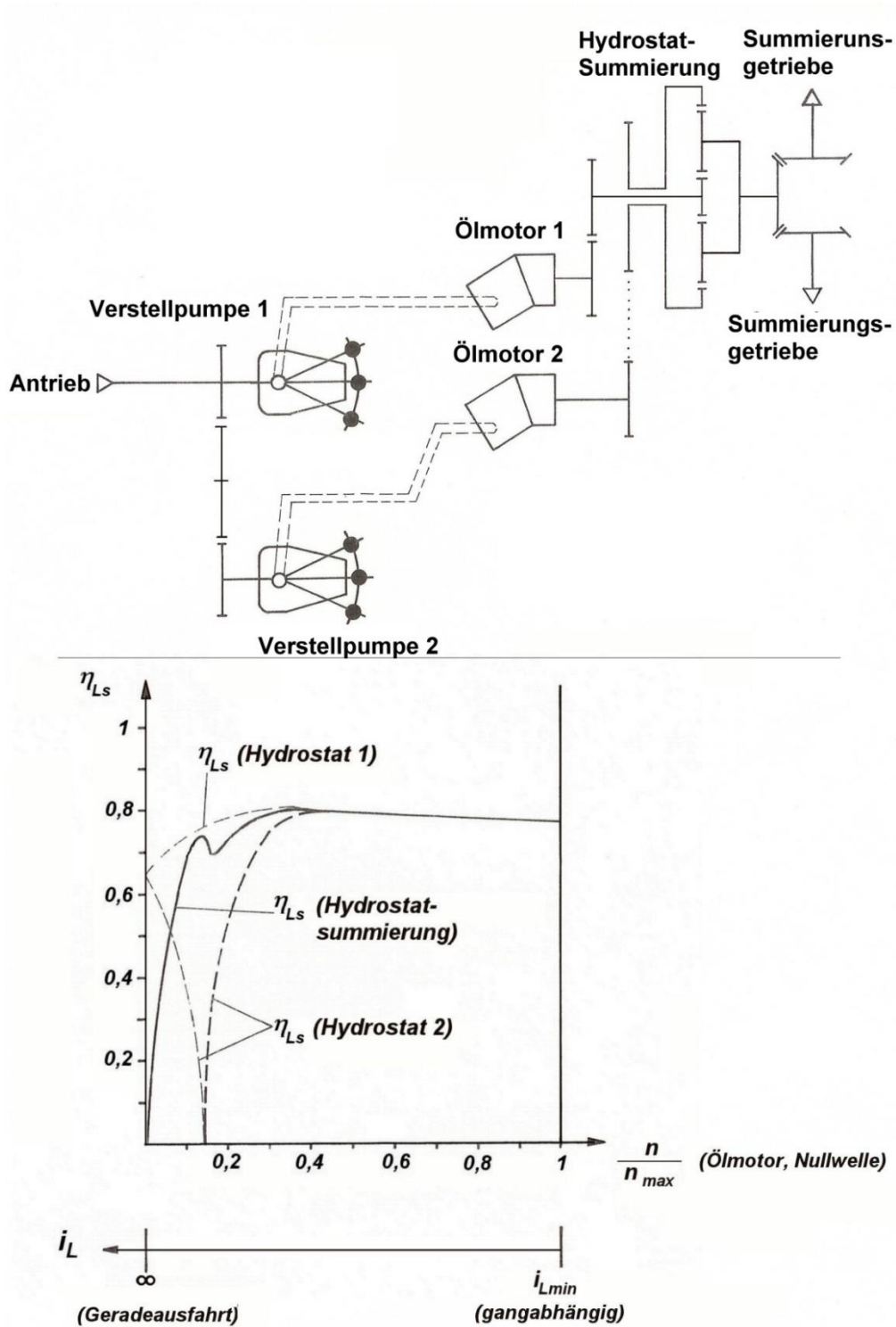


Abb. 4.80: Schaltschema und Wirkungsgradkennlinien einer Hydrostatiksummierung

Der Einbruch im Gesamtwirkungsgradverlauf entsteht an der Stelle, an der die eine Regelpumpe durch den Nullpunkt geschwenkt wird. Die Lage des Minimums hängt dabei von der Drehzahl ab, mit der die Konstantmotoren bei Geradeausfahrt laufen [41].

Die von einer Hydrostatik-Einheit übertragbare Leistung wird durch den Druck im hydraulischen Medium, den Förderstrom und den Wirkungsgrad der Anlage bestimmt (Gleichung 4/109, vergl. Gleichung 4/7).

$$P_{HS} = p_H \cdot Q_H \cdot \eta_{Ls} \quad 4/109$$

Dabei wird der Förderstrom durch das Verdrängungsvolumen pro Umdrehung und die Drehzahl gebildet. Wie mit Gleichung 4/109 zu erkennen ist, wird die maximale Leistung begrenzt durch:

- den *zulässigen Höchstdruck*:

Zunehmender Druck bedingt Festigkeits- und Abdichtprobleme und verschlechtert, wie oben ausgeführt, den volumetrischen Wirkungsgrad und damit zunehmend den Gesamtwirkungsgrad der Anlage. Außerdem treten an der Steuerventilplatte große Druckgradienten vom Druck- zum Saugbereich auf, die zu Schwingungs- und Geräuschproblemen führen. Eine Abhilfemaßnahme (Anschnitte der Steuerniere) verschlechtert dabei wiederum den Wirkungsgrad. Dauerbetriebsdrücke sind daher auf ca. 450 bar begrenzt (Höchstdrücke bis 700 bar).

- den *zeitlichen Förderstrom*:

Der Förderstrom wird durch das Verdrängungsvolumen (Schluckvolumen) und die Drehzahl bestimmt. Dabei wird das Verdrängungsvolumen durch die maximale Baugröße der Pumpe(n) begrenzt, die zulässige Drehzahl durch quadratisch zunehmende Fliehkräfte und entsprechende Lager- und Reibbelastung. Außerdem sind die mit wachsendem Förderstrom zunehmenden Strömungsgeschwindigkeiten in den Verbindungsquerschnitten zu beachten. Nach dem technischen Stand sind Förderströme von 600 dm³/min bei Baggern, 1000 dm³/min bei im Fahrzeugbau verwendeten Axialkolbenpumpen erreichbar; Angaben für das amerikanische Getriebe X 1100 mit Radialkolbeneinheiten liegen bei 35 Kubikzoll pro Umdrehung, entsprechend 1150 dm³/min, bei einer angenommenen Maximaldrehzahl von 2000 min⁻¹ (die Einheit besteht aus zwei Pumpen bzw. Motoren, [31]).

Mit den genannten Grenzwerten wird mit Gleichung 4/109 eine maximal übertragbare Hydrostatikleistung von 360 kW bis 600 kW berechnet (angenommener Wirkungsgrad 0,8). Damit ist die Lenkleistung begrenzt und die Anwendung rein hydrostatischer Lösungen im Kampfpanzerbau eingeschränkt, wenn bei kleinen Kurvenradien und beim „Wenden um die Hochachse“ hohe Motorleistungen voll genutzt werden sollen. Für diese Anwendungsfälle muss das Bauvolumen der Hydrostatik-Lenkeinheit vergrößert

werden, verbunden mit einem höheren Gewicht, oder aber durch andere Lösungen ersetzt bzw. ergänzt werden.

Eine rein hydrostatische Lösung wurde beim deutschen Kanonen-/Raketenjagdpanzer mit dem Getriebe HSWL 123 der Firma Renk Augsburg verwirklicht (Abb. 4.81). Bei diesem hydromechanischen Schalt-, Wende- und Lenkgetriebe erfolgt die Aufteilung der Vortriebs- bzw. Lenkleistung hinter einer hydraulisch bedienbaren Trennkupplung von einer Vorlegewelle aus.

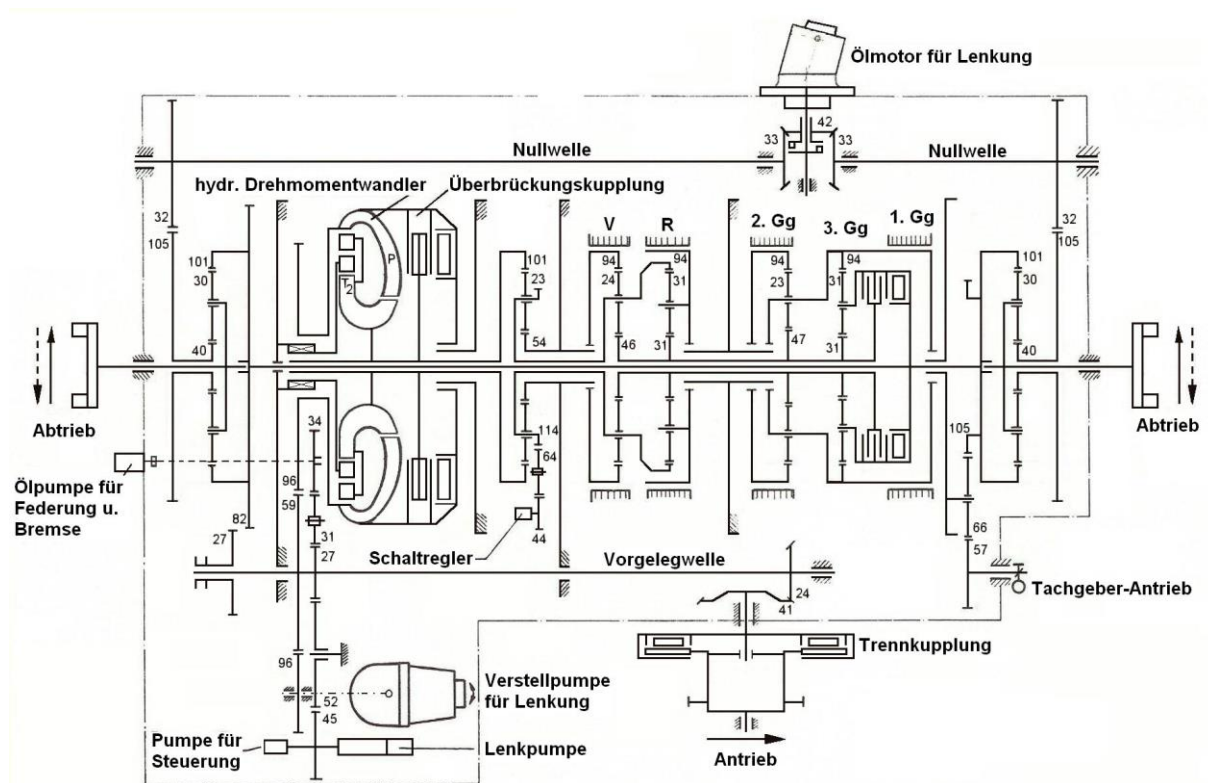


Abb. 4.81: Hydrostatisches Überlagerungs-Lenkgetriebe Renk HSWL 123 ([46] Renk HSWL 123 Beschreibung)

Die Vortriebsleistung fließt über einen last- und drehzahlabhängig überbrückbaren hydrodynamischen Drehmomentwandler und ein Planetenrad-Vorgelege in das Wende- und Schaltgetriebe. Diese sind in Reihe angeordnet, so dass gleiche Gangzahlen, damit ungefähr gleiche Geschwindigkeitsbereiche bei Vorwärts- und Rückwärtsfahrt verfügbar sind.

Die Ausführung als Planetengetriebe ermöglicht das Schalten unter Last, so zum Beispiel die Fahrtrichtungsänderung aus der Bewegung (um die Belastung der Getriebe-

teile bei plötzlicher Drehrichtungsumkehr unter Last zu begrenzen, wurde eine Sperre implementiert, die diesen Schaltvorgang nur bei Schrittgeschwindigkeit zulässt). Das 3-Gang-Schaltgetriebe in Wilson-Bauform wurde zunächst vom Fahrer von Hand über elektrisch betätigte Servozylinder gesteuert. Eine Automatisierung des Schaltvorganges wurde in der Serie realisiert.

Die Lenkleistung wird von einer Hydrostatik-Einheit in Form einer Axialkolben-Regelpumpe und einem Konstantmotor übertragen. Beide Bauteile sind getrennt in der Nähe des Antriebs bzw. Abtriebs angeordnet und durch Hochdruckleitungen verbunden. Die Verstellung der Pumpe erfolgt hydraulisch durch einen Geber-Zylinder am Lenkrad. Die Leistungszweige werden in der üblichen Form am Summierungsgetriebe zusammengeführt.

Bei Geradeausfahrt stellt die Flüssigkeitssäule im Hydrostatik-Teil eine starre Abstützung der Sonnenräder im Summierungsgetriebe dar. Die Folge ist absolute Kursstabilität.

Bei Kurvenfahrt ist keine exakte Lenkung möglich, solange der hydrodynamische Drehmomentwandler, der sich nur im Kraftfluss des Schaltgetriebezweiges befindet, nicht überbrückt ist (vergl. Abb. 4.57 Zweig B). Daraus ergeben sich die oben genannten Fahreigenschaften. Der Nachteil der schlechten Lenkwilligkeit im Schiebetrieb wird hier dadurch gemildert, dass bei vollem Lenkeinschlag und einer Fahrgeschwindigkeit unter 42 km/h automatisch vom 3. in den 2. Gang zurückgeschaltet wird, damit über den Wandler und die Vorgelegewelle die Lenkung beschleunigt und so die Lenkdrehzahl am Summierungsgetriebe erhöht wird.

Aus Abb. 4.82 ist der Zusammenhang zwischen gefahrener Geschwindigkeit und theoretischem Mindestkurvenradius zu entnehmen. Bei geschlossener Überbrückungskupplung ist die engste Kurve unabhängig von der Geschwindigkeit und wird mit Gleichung 4/77a für die entsprechende Schaltübersetzung mit der Mindestübersetzung des Hydrostaten i_{wsmin} berechnet.

Das sich daraus ergebende Feld des fahrbaren Kurvenbereichs wird im Wandlerbetrieb bei hohen Motordrehzahlen erweitert. Es wird eingeschränkt, wenn beispielsweise im Schiebetrieb große Geschwindigkeiten bei niedrigen Motordrehzahlen auftreten. Dies wird deutlich an einem Vergleich der Kurven für Nenndrehzahl ($n_{mot} = 2200$ 1/min) bzw. Leerlaufdrehzahl ($n_{mot} = 850$ 1/min). Beim hier behandelten Getriebe HSWL 123 wird dem Rechnung getragen, dadurch, dass bei Ausfall der Motorleistung die Überbrückungskupplung automatisch schließt und das Getriebe entsprechend der Verzögerung vom 3. in den 2. Gang zurückschaltet. Dadurch wird der Motor, somit auch das Lenkgetriebe vom rollenden Fahrzeug angetrieben.

Die in Abb. 4.82 dargestellten Zusammenhänge gelten prinzipiell für alle Überlagerungs-Lenkgetriebe mit einem Leistungsfluss entsprechend Abb. 4.57 Zweig B.

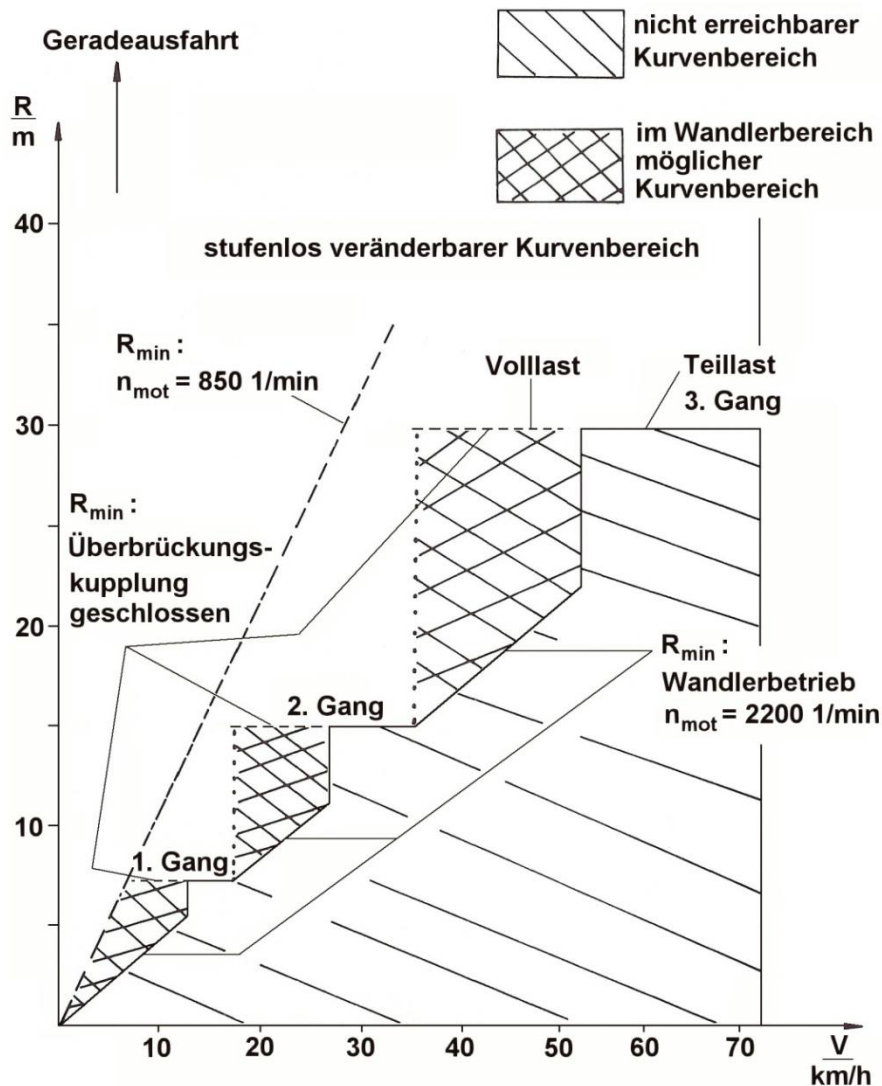


Abb. 4.82: Zusammenhang zwischen Geschwindigkeit, Motordrehzahl, Wandlerzustand und fahrbarem Kurvenradius beim Renk HSWL 123 (hydrostatisch-stufenloses Überlagerungs-Lenkgetriebe, nach Angabe der Fa. Renk)

Bei Ausfall des hydrostatischen Lenkantriebs sind Fahrzeuge mit dem Getriebe HSWL 123 weiterhin lenkbar, wenn eine Vielkeilkupplung am Kegeltrieb zur Nullwelle getrennt und wechselweise eine Handbremse, die jeweils auf eine Abtriebswelle zum Seitenvorgelege wirkt, angezogen wird. Dadurch können Kurvenradien vom „Wenden um eine Kette“ (fest angezogene Bremse) bis zur Geradeausfahrt erreicht werden. Das fahrmechanische Verhalten dieser Notlenkung entspricht in etwa dem eines Einfach-Lenkdiffentials.

Als weitere Besonderheit enthält das Getriebe (neben einer mechanisch betätigten Not-schaltung des 2. Ganges vorwärts bzw. rückwärts) einen Notgang, bei dem der Abtrieb durch eine hydraulisch einrückbare Stirnradpaarung an der Vorgelegewelle unmittelbar mit dem Motor gekuppelt wird.

Eine weitere rein hydrostatische Lösung stellt das Getriebe *Allison XHM-1500-2* dar, das für die amerikanische Version des KPz 70 (MBT 70) vorgesehen war (Abb. 4.83). Die Besonderheit dieses Getriebes liegt darin, dass auch im Vortriebszweig ein hydrostatischer Kennungswandler parallel zu einem Planetenschaltgetriebe angeordnet ist [27].

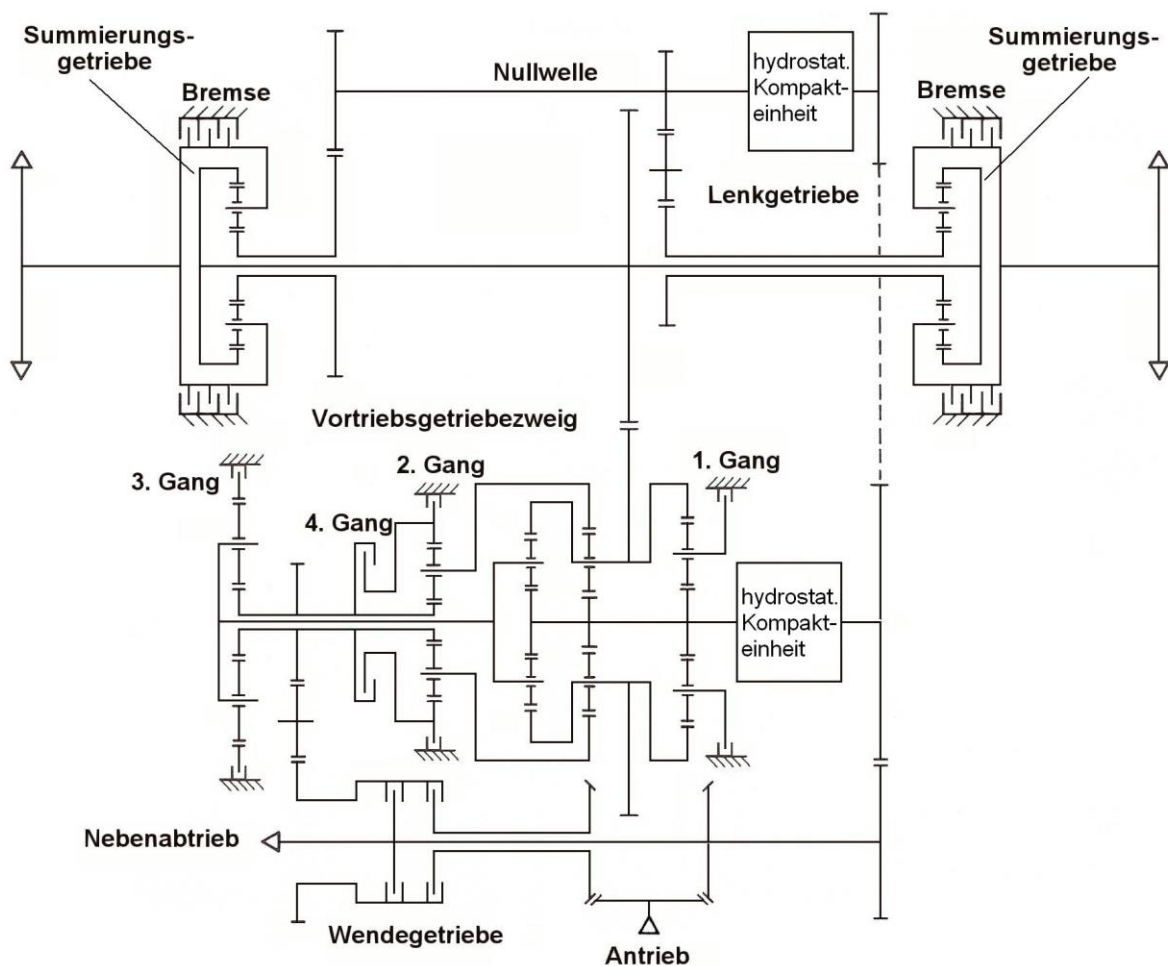


Abb. 4.83: Getriebeschema des hydrostatischen Überlagerungs-Lenkgetriebes Allison XHM-1500-2 (MBT 70)

Die hydrostatische Einheit besteht aus einer Axialkolbenpumpe in Schrägscheibenbauart und einem Konstantmotor. Die hydrostatische Anordnung im Vortriebszweig hat die Vorteile, dass Leistung (besser als beim hydrodynamischen Drehmomentwandler)

auch rückwärts übertragen werden kann und damit die Motorabbremmung wirksamer wird und dass eine Drehrichtungsumkehr für die Rückwärtsfahrt einfach hergestellt werden kann. Die Vortriebsleistung wird nur in der ersten Fahrstufe allein über den Hydrostaten übertragen.

Im 2. bis 4. Gang erfolgt der Kraftfluss parallel über ein mechanisches Getriebe mit der Zusammenführung in einem Planeten-Summierungsgetriebe, um den Gesamtwirkungsgrad zu verbessern.

Der Lenkantrieb erfolgt mit einer weiteren Hydrostatik-Einheit, die parallel zum Vortriebszweig geschaltet ist. Die Leistungsteilung wird damit prinzipiell entsprechend Abb. 4.57 Zweig A vorgenommen, die Zusammenführung an Summierungssätzen in der üblichen Anordnung. Dieses Antriebsprinzip erwies sich im Vergleich zum unten aufgeführten Getriebe X-1100 als wesentlich schwerer und größer und trotz der Leistungsteilung im Vortrieb als schlechter in seinem Wirkungsgradverhalten und konnte deshalb nicht als ernsthafte Konkurrenzentwicklung angesehen werden [27].

Das Überlagerungs-Lenkgetriebe *Allison X-1100-3B* ist für den amerikanischen Kampfpanzer M 1 entwickelt worden, also für ein Fahrzeug mit über 55 t Gewicht und einer Motoreingangsleistung von 1100 kW (Abb. 4.84).

Bemerkenswert ist, dass die Lenkleistung rein hydrostatisch durch ein System von Radialkolbenverstellpumpen und Radialkolbenmotoren übertragen wird. Dabei ist das Lenkgetriebe in der Lage, beim „Wenden um die Hochachse“ die gesamte Motorleistung zu übertragen [31] (bei dieser Angabe und einem angegebenen Höchstdruck von 5000 psi entsprechend 345 bar muss der Förderstrom mit Gleichung 4/109 und einem angenommenen Gesamtwirkungsgrad 0,8 ... 0,85 zwischen 2100 und 2400 dm³/min betragen). Dabei wird das Drehmoment aus dem Lenkgetriebe durch einen Planetensatz in SAP-Form übersetzt, um bei begrenztem Höchstdruck den hohen Fahrwiderständen bei kleinen Kurvenradien das Gleichgewicht zu halten.

Die Leistungsverzweigung in Vortriebs- und Lenkleistung erfolgt nach dem last- und drehzahlabhängig überbrückbaren Drehmomentwandler (vergl. Abb. 4.57 Zweig A). Neben den bisher genannten Eigenschaften werden in [31] folgende Vorteile dieser Lösung genannt:

- Der Motor kann durch Lenken gegen hohen Fahrwiderstand bei geringer Motorlast nicht abgewürgt werden.
- Der Anlassvorgang des Motors wird erleichtert.

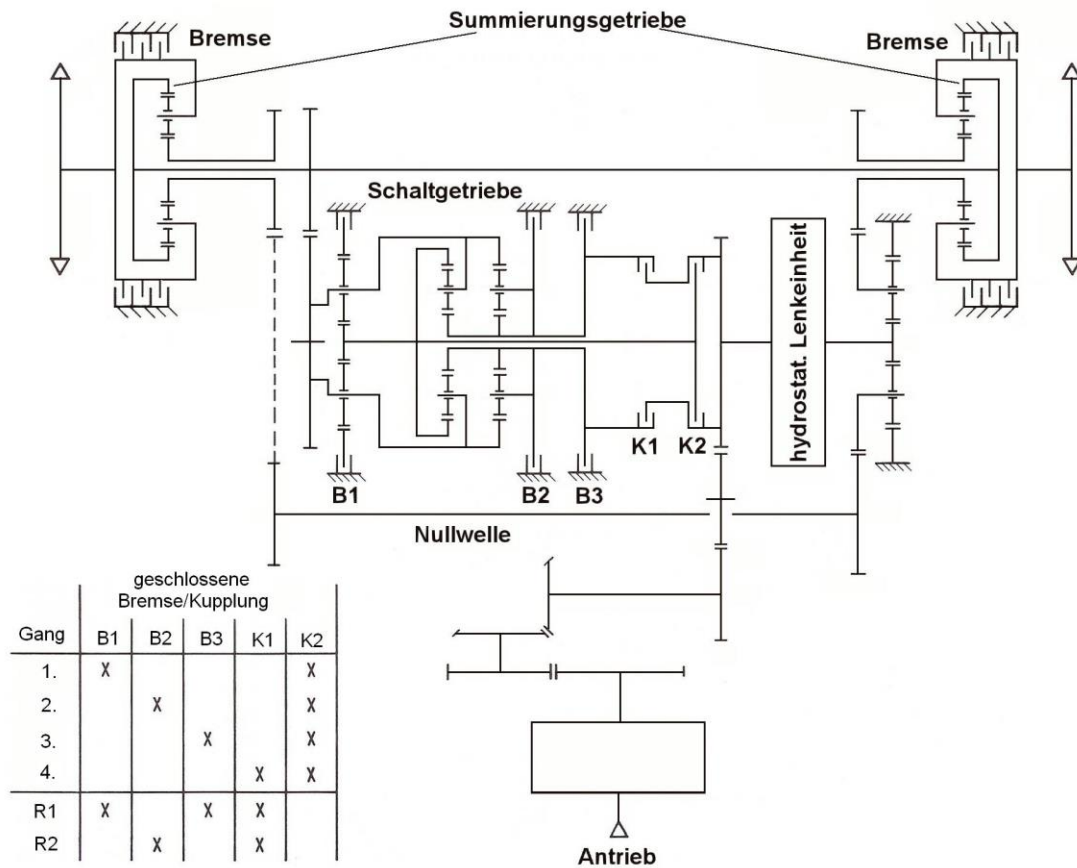


Abb. 4.84: Getriebeschema des hydrostatischen Überlagerungs-Lenkgetriebes Allison X-1100-3B (KPz M 1)

Im Schaltgetriebe, das aus drei Planetensätzen aufgebaut ist, können durch Kombination von jeweils zwei Kupplungsbetätigungen vier Vorwärts- und zwei Rückwärtsgänge gebildet werden. Der Schaltvorgang erfolgt in vorwählbaren Bereichen automatisch, wobei die Schaltpunkte last- und drehzahlabhängig verändert werden.

Die Gesamtübersetzung ist so ausgelegt, dass in Kombination mit der Gasturbine AGT 1500 folgende Fahrleistungen erzielt werden [31]:

- Zugkraft/Gewichtsverhältnis bei festgebremstem hydrodynamischen Drehmomentwandler 1: 1
- Fahrgeschwindigkeit auf einer Steigung von 60 %: 10 km/h (6mph)
- Fahrgeschwindigkeit auf einer Steigung von 10 %: 38 km/h (24mph)
- Höchstgeschwindigkeit: 72 km/h (45 mph).

Das Getriebe X-1100 wurde an verschiedene Antriebsaggregate (Dieselmotor, Gasturbine) angepasst. Es gehört zur Allison Getriebe-Familie X mit einer großen Leistungsbreite. Das kleinste Getriebe dieses Prinzips stellt das X-200 dar, das für Motoren mit

einer Nennleistung von 120-190 kW ausgelegt ist. Dieser Typ, der zu 40 % aus handelsüblichen Bauteilen aufgebaut ist, war alternativ für den "Product improved M 113" vorgesehen. Gegenüber den Ausrüstungen mit Cletrac-Lenkdiffenzial wurden bei Versuchen 20 bis 30 % weniger Kraftstoffverbrauch gemessen [27]. Dies ist in erster Linie auf ein günstigeres Gesamtwirkungsgradverhalten des stufenlosen Überlagerungs-Lenkgetriebes zurückzuführen (vergl. Abb. 4.53 mit Abb. 4.77).

Eine neuere Variante des hydrostatischen Überlagerungs-Lenkgetriebes ist das General Electric HMPT 500 des SPz „Bradley“ (USA, Abb. 4.85).

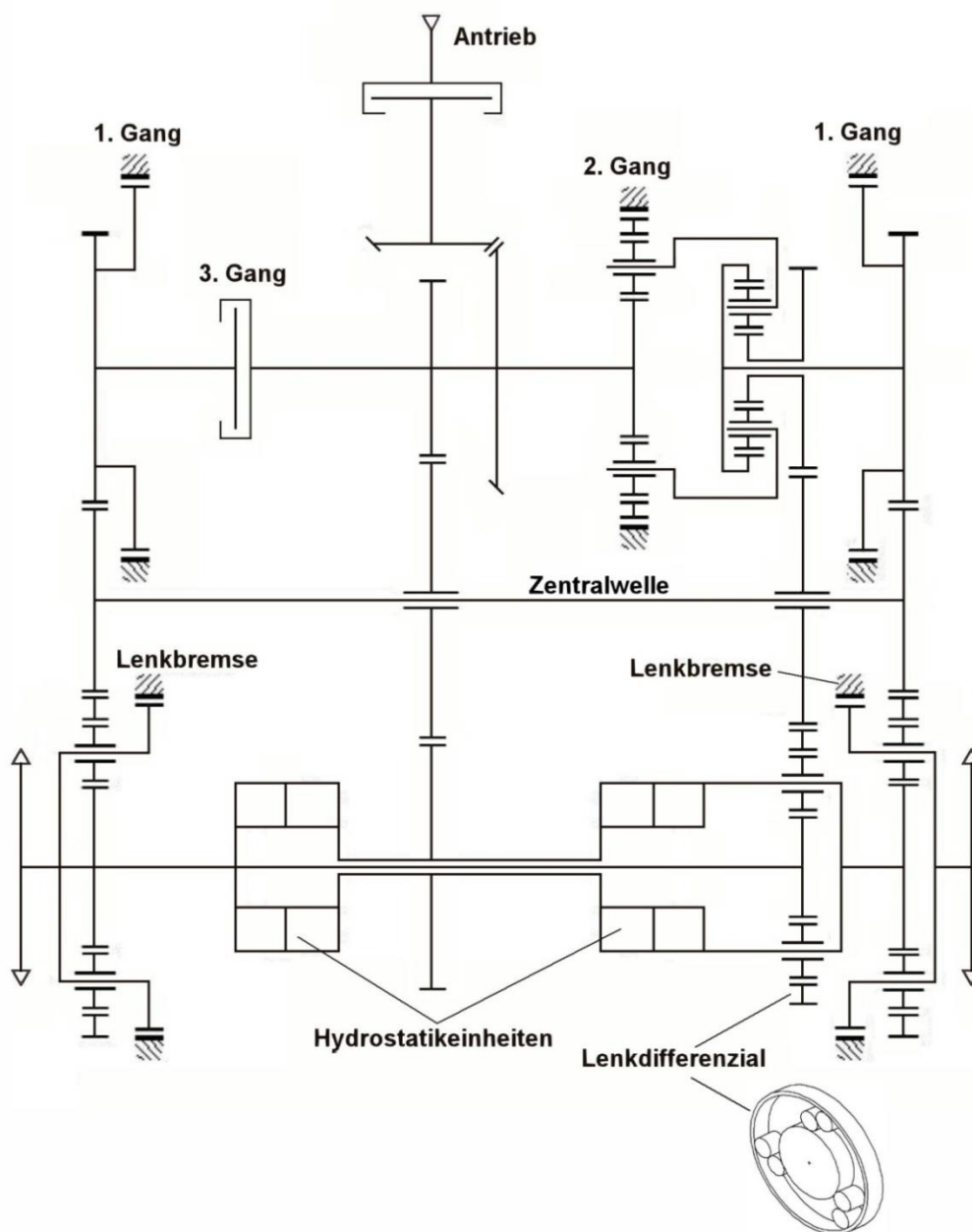


Abb. 4.85: Hydrostatisches Überlagerungs-Lenkgetriebe General Electric HMPT 500

Es passt eigentlich nicht ganz in dieses Kapitel, da es entsprechend der Definition in Kapitel 4.2.1.2 ein *asymmetrisches* Getriebe ist.

Es nutzt, ähnlich wie die Überlagerungs-Lenkgetriebe Allison CD 850 (siehe Kapitel 4.4.2.2.4) und Allison XHM-1500-2 (Abb. 4.83), den „Lenkgetriebezweig“ auch für die Geradeausfahrt. Dadurch kann es kompakt und entsprechend leicht (811 kg) gebaut werden, wobei allerdings die Möglichkeit von Getriebefamilien (Teilegleichheit) eingeschränkt wird. Es ist für 16 bis 20 t-Fahrzeuge mit bis zu 500 SAE-PS (ca. 300 kW) ausgelegt.

Der Aufbau des Getriebes zeigt zwei direkt angetriebene Hydrostatik-Einheiten in Radial-Kugelkolben-Bauweise, die über das Lenk-Differenzial und beide Summierungsgetriebe über die Zentralwelle mit dem Dreigang-Schaltgetriebe gekoppelt sind.

Zur Funktionsweise:

- Wird der 1. Gang geschaltet, steht die Zentralwelle, und die verstellbaren Pumpen der beiden Hydrostatikeinheiten (bestehend aus Pumpe und Motor) werden über den mittleren Stirnradsatz angetrieben. Von dort geht der Kraftfluss weiter über die Summierungsgetriebe zu den Abtrieben. Die Übersetzung des 1. Ganges ist rein hydrostatisch.

Die Fahrgeschwindigkeit wird über Motordrehzahl und gleichsinniges Schwenken der Pumpen der Hydrostatikeinheiten geändert.

Das Lenken erfolgt über ein gegensinniges Schwenken der Pumpen bis zum hier möglichen „Wenden um die Hochachse“, wobei das Hohlrad des Lenk-Differenzials und der Planetensatz des 2. Ganges leer mitlaufen.

- Im 2. Gang werden die Drehzahl des Schaltgetriebes und der Hydrostaten überlagert. Dabei übernimmt die mechanische Seite 55 % und die Hydrostatik 45 % der Leistung.

Die Übersetzungen im Schaltgetriebe sind so ausgelegt, dass die Gangbremse des 2. Ganges (wie auch bei den anderen Gängen) nur bei Stillstand oder Gleichlauf geschaltet werden, so dass kein Verschleiß an den Reibpartnern entsteht.

Die Fahrgeschwindigkeit wird analog dem 1. Gang geändert, auch das Lenken erfolgt so, ohne das „Wenden um die Hochachse“.

- Im 3. Gang erfolgt die Überlagerung entsprechend dem 2. Gang, wobei die mechanische Seite 80 % und die Hydrostatik 20 % der Leistung abdecken.
- Die Rückwärtsfahrt erfolgt im 1. Gang mit Drehrichtungsumkehr in der Hydrostatik. Im 2. und 3. Gang ist keine Rückwärtsfahrt möglich.
- Bei Nullförderung der Hydrostatikpumpen wirken die Hydrostaten auch als Bremse.

Für das Getriebe werden Übertragungswirkungsgrade mit über 80 % in 65 % des Fahrgeschwindigkeitsbereiches und bei Marschgeschwindigkeit mit 85 % angegeben. Die Fa. Renk gibt für ihre hydromechanischen Überlagerungs-Lenkgetriebe (vergl. Kapitel 4.4.2.3.3) Wirkungsgrade im günstigsten Bereich von 92 bis 93% an.

4.4.2.3.2 Hydrodynamische Lenkgetriebe

Wie in allen hydraulischen Getrieben wird auch bei der hydrodynamischen Kraftübertragung die zugeführte mechanische Energie zunächst in Strömungsenergie und anschließend wieder in mechanische Energie zurückgewandelt. Zur Energieumwandlung dienen bei hydrodynamischen Kupplungen zwei Schaufelräder, von denen eines als Pumpe, das andere als Turbine arbeitet (Abb. 4.86a).

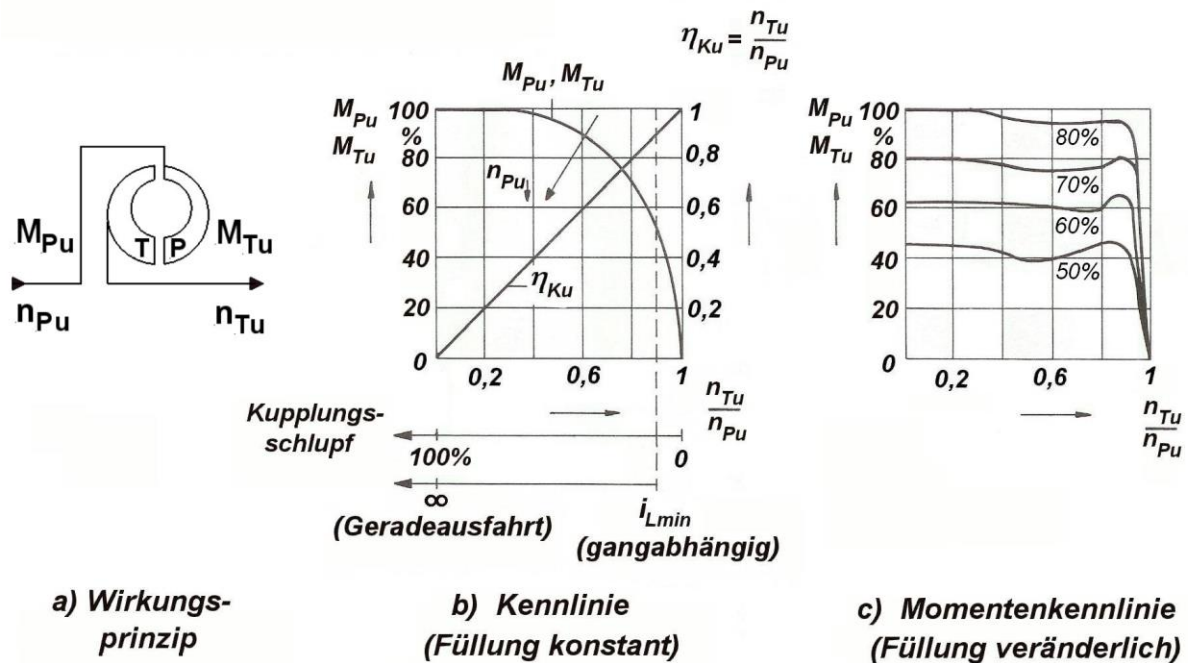


Abb. 4.86: Wirkungsprinzip und Kennlinien einer hydrodynamischen Kupplung

Abb. 4.87 zeigt die Anordnung zweier hydrodynamischer Kupplungen innerhalb des Schemabildes eines Überlagerungs-Lenkgetriebes. Die unterschiedliche Kurvenrichtung wird dadurch erreicht, dass wechselweise eine der Kupplungen befüllt wird. Da die Summe der hydraulischen Momente in einem Strömungskreislauf gleich Null sein muss, gilt bei Vernachlässigung eines Verlustmomentes:

$$M_{Pu} = M_{Tu} . \quad 4/110$$

Wegen des Momentengleichgewichts folgt für den Wirkungsgrad:

$$\eta_{Ku} = \frac{P_{Tu}}{P_{Pu}} = \frac{\omega_{Tu}}{\omega_{Pu}} = \frac{n_{Tu}}{n_{Pu}} . \quad 4/111$$

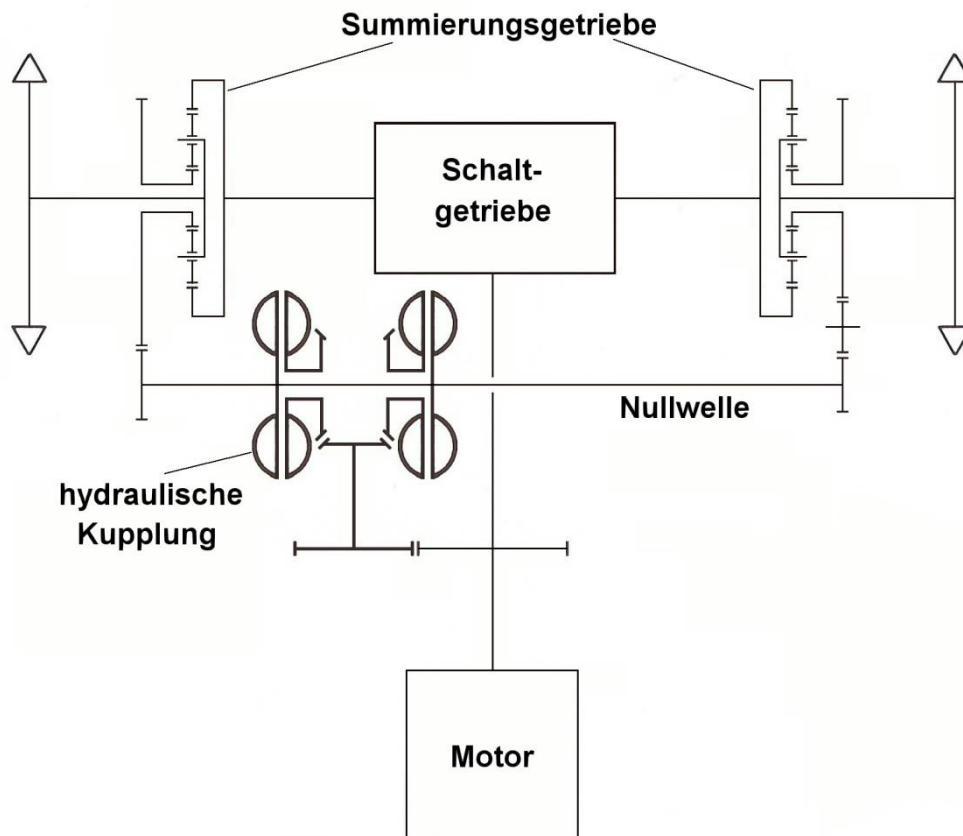


Abb. 4.87: Anordnung der hydrodynamischen Kupplung in einem stufenlosen Überlagerungs-Lenkgetriebe

Mit Hilfe der Ähnlichkeitsgesetze des Strömungsmaschinenbaus kann für das Pumpenmoment geschrieben werden:

$$M_{Pu} = \lambda \cdot \rho \cdot D^5 \cdot \omega_{Pu}^2 \quad 4/112$$

mit: λ Proportionalitätsfaktor (= f (n_{Tu} / n_{Pu}))

ρ Dichte des Mediums

D Profildurchmesser.

Man erkennt, dass das übertragbare Moment mit der fünften Potenz der Baugröße ansteigt und so auch bei großen Anforderungen kleine kompakte Bauelemente möglich

sind. Andererseits hängt dieses Moment aber quadratisch von der Pumpendrehzahl ab. Somit sind große Widerstände nur bei hohen Motordrehzahlen zu überwinden. Ferner verläuft die Drehmomentkurve über dem Drehzahlverhältnis nicht entsprechend den Erfordernissen bei Kurvenfahrt: Das übertragbare Moment geht bei Gleichlauf von Turbinen- und Pumpenrad gegen Null (Abb. 4.86b). Dagegen muss das gewünschte Moment bei dem hier auftretenden Kleinstradius aber maximal sein. Der Kleinstradius ist somit einem Mindestschlupf zuzuordnen, wodurch gleichzeitig der maximal erreichbare Wirkungsgrad gesenkt wird. Die Lenkeinheit müsste so ausgelegt werden, dass sie bei vorgegebenem Mindestschlupf das erforderliche Moment für den kleinstmöglichen Wendevorgang („Wenden um die Hochachse“) aufbringen kann. Da das verfügbare Moment bei zunehmendem Kupplungsschlupf entgegen den Erfordernissen ansteigt, muss mit größer werdendem Lenkradius der Füllungsgrad der Kupplung entsprechend dem erforderlichen Abstützmoment und der Pumpenraddrehzahl geregelt werden, bis bei Geradeausfahrt praktisch kein Öl in der Kupplung vorhanden ist (Abb. 4.86c).

Ähnliche Gesetzmäßigkeiten gelten, wenn die Lenkeinheiten in Form von hydrodynamischen Bremsen (Retardern) ausgeführt sind, deren Rotoren jeweils auf der schnell laufenden Sonnenradwelle des dazugehörigen Planetengetriebes sitzen und in entgegengesetzter Richtung umlaufen (Abb. 4.88, [41]).

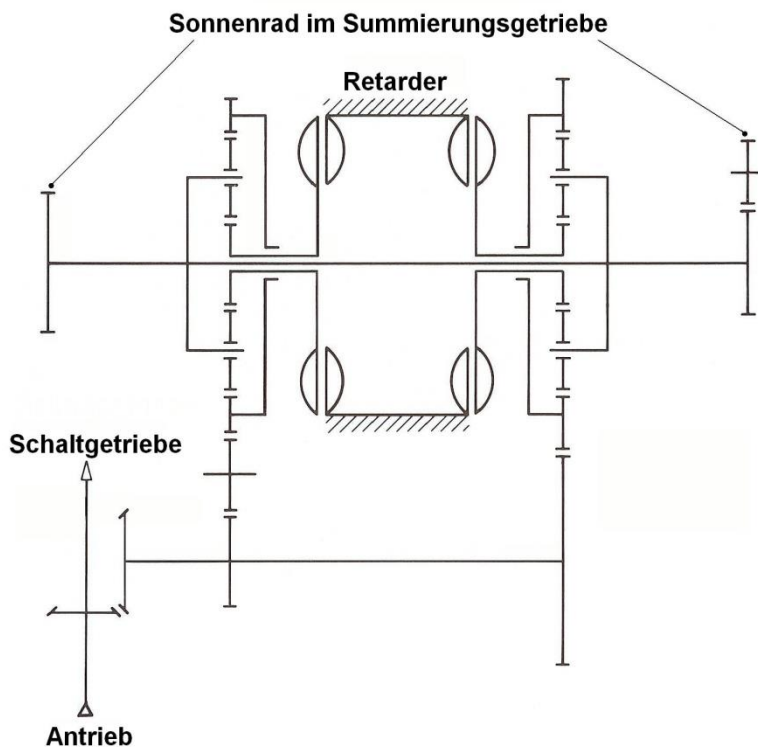


Abb. 4.88: Hydrodynamische Lenkeinheit in der Ausführung eines Retarders

Unterschiedliche Kurvenrichtungen werden durch Befüllen einer der beiden Strömungskreisläufe erreicht, wobei der Füllungsgrad entsprechend dem gewünschten Kurvenradius, der Rotordrehzahl und dem erforderlichen Abstützmoment gesteuert werden muss.

Für Strömungsbremsen gilt, dass bei Stillstand des Rotors kein Moment übertragbar ist, so dass der kleinstmögliche Radius einer Mindestrotordrehzahl zugeordnet werden muss. Bei dieser Drehzahl muss auslegungsmäßig das Lenkmoment für den Wendevorgang um die Hochachse aufgebracht werden. Analog zur Kupplung gilt, dass bei zunehmendem Retarderschlepp das verfügbare Moment entgegen den Erfordernissen ansteigt, so dass wiederum die Füllung mit größer werdendem Kurvenradius reduziert wird.

Für den Retarder gilt ein ähnlicher Wirkungsgradverlauf wie bei der hydrodynamischen Kupplung. Dieser ist gleich Null bei maximaler Rotordrehzahl (keine Bremswirkung) und steigt linear auf einen Bestwert bei der kleinsten Auslegungsdrehzahl.

Überträgt man das Wirkungsgradverhalten von Kupplungen und Strömungsbremse in die Darstellung der Abb. 4.77, so ist zu erkennen, dass der Gesamtwirkungsgrad bei leichten Ausgleichslenkbewegungen unwesentlich vom Leistungsverhalten des Lenkelements abhängt, da hier die erforderliche Wendeleistung gering ist.

Ebenfalls bleiben die Lenkverluste bei großen Nullwellendrehzahlen (kleine Radien) in vertretbarem Rahmen. Im Zwischenbereich steigen sie dagegen stark an, wenn beispielsweise der Lenkwirkungsgrad stark abnimmt (vergl. Abb. 4.86b).

Bei Geradeausfahrt sind Kupplung bzw. Retarder nicht befüllt, so dass keine Abstützung der Nullwelle auftritt. Damit ist ein selbständiger Drehzahlausgleich zwischen beiden Triebrädern möglich. Die Folge ist nicht vorhandene Kursstabilität.

Auch bei Kurvenfahrt ist kein eindeutiger Zusammenhang zwischen Füllungsgrad und Kurvenradius gegeben, da als weiterer Parameter das Abstützmoment auftritt, das sowohl vom Gelände als auch antriebsseitig von der Motordrehzahl abhängt. So ist auch bei einem Leistungsfluss gemäß Abb. 4.57 Zweig A kein exaktes Lenken erreichbar.

In diesem Zusammenhang ist fahrtechnisch von Bedeutung, dass mit hoher Motordrehzahl gefahren werden muss, um ein großes Lenkmoment zu erhalten. Dies ist besonders problematisch bei kurvenreicher Gefällefahrt.

Das Ansprechverhalten der Lenkung hängt davon ab, wie schnell die Kupplungen bzw. Retarder befüllt werden können. Bei schnellem Kurvenwechsel können zusätzliche Verluste durch Verspannen der beiden hydrodynamischen Elemente auftreten, deren Größe von der Überschneidung der Füll- und Entleerzeiten abhängt.

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass hydrodynamische Lenkelemente innerhalb eines stufenlosen Überlagerungs-Lenkgetriebes zur Abdeckung des gesamten Kurvenbereiches wenig geeignet sind:

Ihr in weitem Drehzahlbereich schlechtes Wirkungsgradverhalten wirkt sich vor allem bei großen installierten Leistungen negativ aus. Außerdem zeigen sie mangelnde Kursstabilität und ein unexaktes Lenkverhalten.

Positiv wirkt sich dagegen aus, dass große erforderliche Lenkmomente aufgrund der strömungsdynamischen Gesetze schon bei kleinen Abmessungen aufzubringen sind (Gleichung 4/112). Da diese bei Kurvenfahrt von Kettenfahrzeugen bei kleinen Kurvenradien auftreten, bei denen hydrodynamische Lenkelemente in Überlagerungs-Lenkgetrieben ihr Wirkungsgradmaximum haben, steigt deren Eignung in Kombination mit anderen Lenkelementen.

4.4.2.3.3 Hydrostatisch-hydrodynamische Lenkgetriebe

Rein hydrostatische Lösungen in stufenlosen Überlagerungs-Lenkgetrieben erfordern große Baueinheiten, wenn große Lenkleistungen zu übertragen sind (vergl. Kapitel 4.4.2.3.3.1). Dieser bauliche Aufwand ist zu verkleinern, wenn die Lenkeinheit durch ein hydrodynamisches Element erweitert wird (Abb. 4.89).

Die hydrostatische Einheit dient dabei als Drehzahlgeber für die Nullwelle und beeinflusst damit den Lenkradius. Bei großen erforderlichen Lenkmomenten unterstützt eine hydrodynamische Kupplung (oder ein entsprechend geschalteter Retarder) mit einer regelbaren Füllung. Die Steuerung der hydrodynamischen Einheit erfolgt druckabhängig durch den hydrostatischen Kreislauf, wobei es zweckmäßig ist, den Schaltdruck auf ca. 80 % des maximalen Arbeitsdruckes festzulegen, um kurzzeitige Überlastungen des Hydrostaten durch höheren Fahrwiderstand, Lenkradienänderung oder Drehzahlabnahme des Motors auffangen zu können [41].

Die hydrodynamische Einheit muss wiederum so ausgelegt werden, dass das maximal abverlangte Lenkmoment beim „Wenden um die Hochachse“ noch bei einem vorgegebenen Mindestschlupf aufgebracht werden kann (vergl. Kapitel 4.4.2.3.3.2).

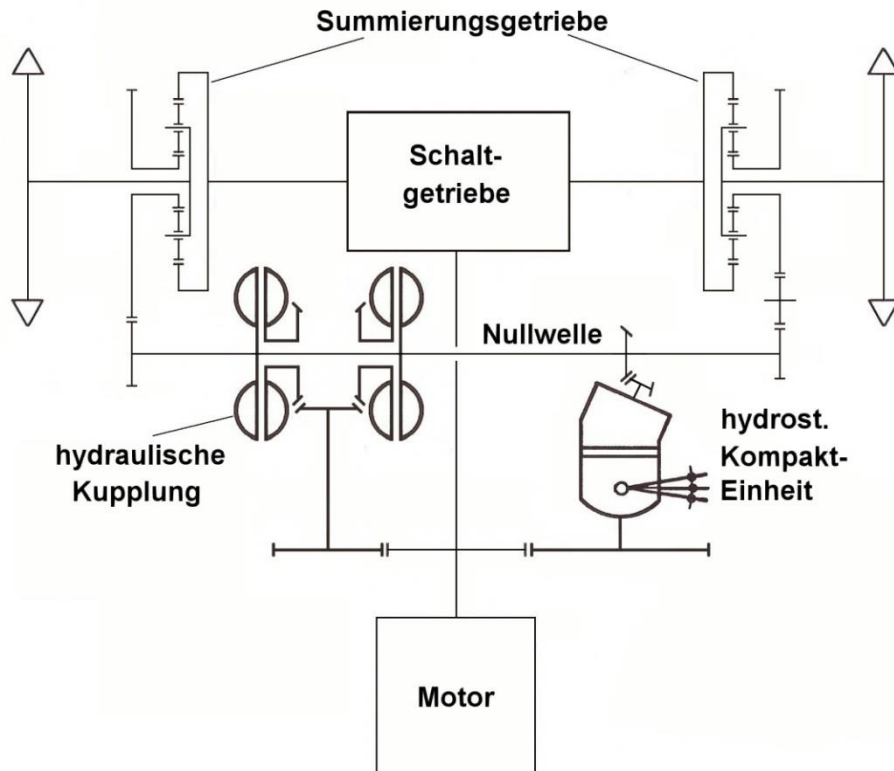


Abb. 4.89: Anordnung der hydrostatisch-hydrodynamischen Einheit im stufenlosen Überlagerungs-Lenkgetriebe

Bei dieser Kombination sind die Lenkverluste gering, solange bei großen Radien (kleinen Lenkmomenten) über die Hydrostatik gelenkt wird. Durch zweckmäßige Auslegung innerhalb des Überlagerungs-Lenkgetriebes kann damit ein großer Bereich der Straßenfahrt abgedeckt werden. Wird jedoch die hydrodynamische Kupplung dazugeschaltet, so steigen die Lenkverluste, bedingt durch den großen Schlupf, stark an.

Nach Durchfahren dieses Minimums wird der Gesamtwirkungsgrad stetig besser und erreicht sein Maximum bei kleinsten Kurvenradien (Abb. 4.90).

Das Wirkungsgradverhalten dieser Einheit hängt also sehr stark davon ab, wie groß der hydrodynamisch aufzubringende Lenkanteil wird und in welchem Kurvenbereich die Zuschaltung und damit der Wirkungsgradeinbruch erfolgen. Diese Lage wird durch die Gesamtgetriebeabstimmung festgelegt und ändert sich durch die Gangwahl.

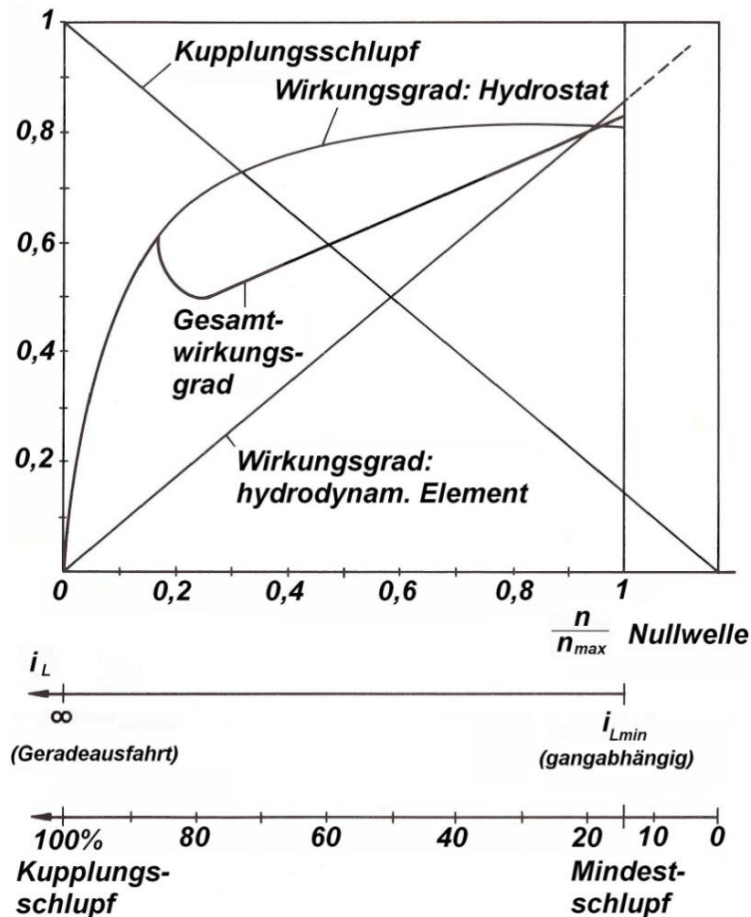


Abb. 4.90:

Wirkungsgradverlauf eines hydrostatisch-hydrodynamischen Überlagerungs-Lenkgetriebes [41]

Das fahrtechnische Kurvenverhalten wird in erster Linie durch die Hydrostatik-Einheit bestimmt. Es gelten damit die dort getroffenen Feststellungen über Kursstabilität, Ansprechverhalten und exaktes Lenken (vergl. Kapitel 4.4.2.3.3.1).

Für den Schützenpanzer (SPz) Marder der Bundeswehr wurde das hydromechanische Schalt-, Wende- und Lenkgetriebe HSWL 194 der Firma Renk entwickelt, das für eine Eingangsleistung von 441 kW (600 PS) bzw. ein maximales Drehmoment von 1900 Nm ausgelegt ist. Um die maximale Lenkleistung von 365 kW (500 PS) bei vertretbarem Bauaufwand zu beherrschen, wurde der Lenkgetriebezweig in hydrostatisch-hydrodynamischer Bauform ausgeführt (Abb. 4.91).

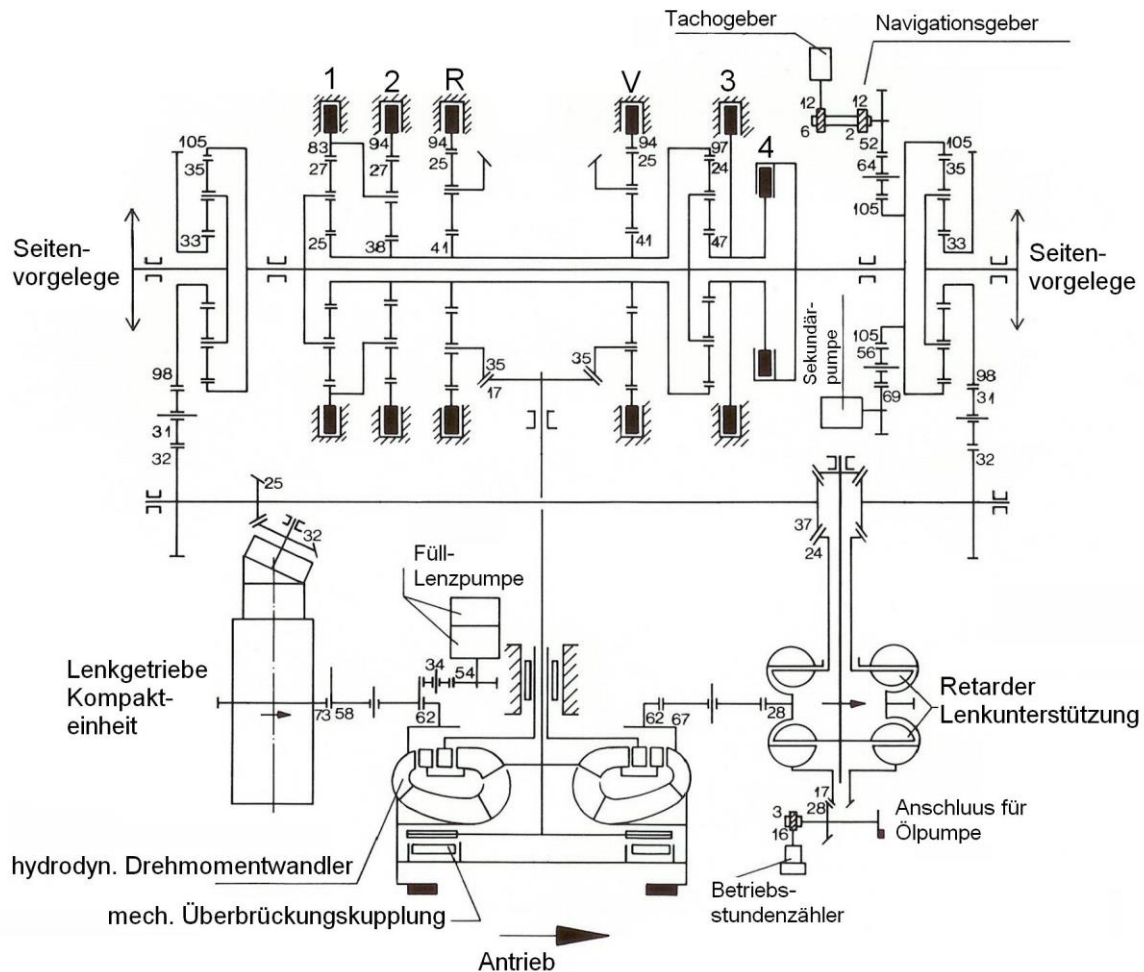


Abb. 4.91: Hydrostatisch-hydrodynamisches Überlagerungs-Lenkgetriebe Renk HSWL 194 [44]

Das Getriebe enthält einen mechanisch überbrückbaren Drehmomentwandler mit einem Wandlungsfaktor 2,8. Die Überbrückungskupplung wird automatisch last- und drehzahlabhängig geschaltet.

Die Verzweigung in Vortriebs- und Lenkleistung wird gemäß Abb. 4.57 Zweig B vor dem Wandler vorgenommen.

Die Vortriebsleistung fließt über Wende- und Schaltgetriebe zu den Außenrädern in den Summierungsgetrieben. Das Wendegetriebe ist für Vorwärts- und Rückwärtsfahrt identisch in Form von PAS-Sätzen (vergl. Abb. 4.36) aufgebaut, wobei der Leistungsabgriff wechselweise auf gegenüberliegenden Seiten eines Kegelgetriebes erfolgt. Durch diese T-förmige Umlenkung des Leistungsflusses und die Gruppierung des Schaltgetriebes um das Wendegetriebe erhält man einen kompakten Aufbau. Die Planetensätze sind lastschaltbar. Eine Schutzschaltung verhindert den Fahrtrichtungs-

wechsel bei Geschwindigkeiten von mehr als 15 km/h bzw. Motordrehzahlen von mehr als 1300 1/min.

Das Schaltgetriebe ermöglicht mit drei Planetensätzen vier Übersetzungen. Diese stehen bei Vorwärts- und Rückwärtsfahrt zur Verfügung, da Schalt- und Wendegetriebe in Reihe angeordnet sind. Erster und zweiter Gang sind, ähnlich den oben besprochenen deutschen Getrieben in Wilson-Bauform ausgeführt, während dritter und vierter Gang aus Platzgründen auf der anderen Seite des Wendegetriebes angeordnet sind und nach dem ASP-Prinzip (3. Gang) bzw. mit Verblocken des Planetensatzes (4. Gang) arbeiten.

Das Schaltgetriebe wird servohydraulisch betätigt. Der Schaltvorgang ist automatisiert, wobei der Fahrer den ersten Gang von Hand schaltet und Fahrstufenbereiche zwischen zweitem und viertem Gang festlegt.

Eine Notschaltung ermöglicht bei Ausfall der elektrischen Anlage durch mechanisches Betätigen der Hydraulik-Ventile ein Fahren im zweiten Gang vorwärts bzw. rückwärts. Im stufenlosen Lenkgetriebe wird die Überlagerungsdrehzahl durch eine Hydrostatik-Einheit festgelegt. Diese besteht aus regelbarer Schrägscheiben-Pumpe und einem Schrägachsen-Ölmotor, die in einem gemeinsamen Gehäuse angeordnet sind.

Die Verstellung der Pumpe erfolgt mechanisch vom Lenkrad bis zum Getriebeanchlusshebel. Dabei wird die Lenkradkraft im Getriebe hydraulisch in Abhängigkeit des äußeren Lenkwiderstands so verstärkt, dass die Ventilkraft konstant bleibt. Hieraus ergibt sich ein für Kettenfahrzeuglenkungen vorher nicht erreichter Lenkkomfort, der außerdem dadurch gesteigert wird, dass das Lenkrad bei laufendem Motor durch eine Rückstellfeder automatisch in die Geradeausstellung zurückgestellt wird.

Bei steigendem Lenkmoment werden zwei hydrodynamische Kupplungen druckabhängig je nach Kurvenrichtung zugeschaltet. Die Pumpenräder sind über feste Übersetzungen mit dem Motor verbunden. Durch Befüllen eines der beiden Kreisläufe wird ein zusätzliches Moment über Turbinenräder und ein Kegelgetriebe an der Nullwelle angeboten und zum Moment des Hydrostaten addiert. Gleichzeitig wird der Hydrostat durch Druckbegrenzung entlastet.

Das Kegelgetriebe stellt dabei die Drehrichtungsumkehr für den symmetrischen Lenkantrieb her.

Wegen der Leistungsverzweigung ist kein exaktes Lenken möglich. Die sich daraus ergebenden Nachteile werden durch Schutzschaltungen gemindert: Eine Motorabschaltung bei zu niedrigem Motoröldruck oder Kühlflüssigkeitsmangel ist gekoppelt mit einem automatischen Schließen der Überbrückungskupplung und einem Zurückschalten im Schaltgetriebe bis zum ersten Gang. Dadurch bleibt die Lenkfähigkeit bis

nahezu zum Stillstand erhalten. Außerdem wird automatisch zurückgeschaltet, wenn ein zu hoher Gang für eine entsprechende Fahrgeschwindigkeit gewählt wurde und das Lenkrad auf mehr als $3/4$ des Volleinschlags verdreht wird. Dieses stufenweise Herunterschalten bis auf den ersten Gang verkleinert nach dem Überlagerungsprinzip den fahrbaren Kurvenradius. Beim Zurückdrehen des Lenkrades wird dabei wieder selbsttätig hochgeschaltet.

Der theoretische Mindestkurvenradius beträgt beim SPz Marder 6,5 m. Außerdem kann in ungefähr 10 Sekunden um die Hochachse gewendet werden. Ein exakter Wendevorgang, unabhängig vom Fahrwiderstand an den Ketten bedingt das Festlegen der Außenräder im Summierungsgetriebe. Dies wird hier erreicht, wenn in Neutralstellung des Fahrtrichtungsschalters der 1. Gang geschaltet wird. Bei gleichzeitig geschlossener Kupplung für den 4. Gang wird so der Schaltgetriebeabtrieb mit dem Gehäuse verblockt.

Die als Lenkunterstützung konzipierten hydrodynamischen Kupplungen können als Retarder genutzt werden, wenn beide hydraulischen Kreisläufe gleichzeitig befüllt werden. Da sich die Turbinenräder am Kegelgetriebe gegenseitig blockieren und zwangsläufig stillstehen, müssen die Pumpenräder den hydraulischen Widerstand gegen feste Gegenräder überwinden.

Das erforderliche Moment bremst den mit den Pumpenrädern fest verbundenen Motor ab. Die Abbremsung des Fahrzeugs erfolgt also indirekt, die Wirkung ist wie bei allen Strömungsbremsen drehzahlabhängig, hier aber zusätzlich noch vom geschalteten Gang. Die Betätigung erfolgt vom Fahrzeugbremspedal her. Dabei ist die Bremse nicht regelbar, sondern kann nur ein- oder ausgeschaltet werden. Die maximale Bremsleistung, laut Herstellerangaben ca. 220 kW, wird wegen der Anordnung im Kraftfluss des Getriebes im 1. Gang bei hohen Geschwindigkeiten erreicht. Durch die Ansteuerung vom Bremspedal wird damit eine Entlastung der Betriebsbremsen erzielt.

Bei der Entwicklung der hydrostatisch-hydrodynamischen Überlagerungs-Lenkgetriebe, kamen Konstruktion und Versuchserkenntnisse zugute, die im Rahmen des KPz 70-Programms gewonnen wurden. Das dort entwickelte hydromechanische Schalt-, Wende- und Lenkgetriebe HSWL 354 der Firma Renk wird heute in einer weitergehenden Version im KPz Leopard 2 verwendet. Dabei entspricht der grundsätzliche Aufbau dem des vorher besprochenen HSWL 194. Allerdings ist zu berücksichtigen, dass eine Anpassung an einen Motor mit 1100 kW Nennleistung und einem maximalen Drehmoment von 4700 Nm erfolgen muss (Abb. 4.92).

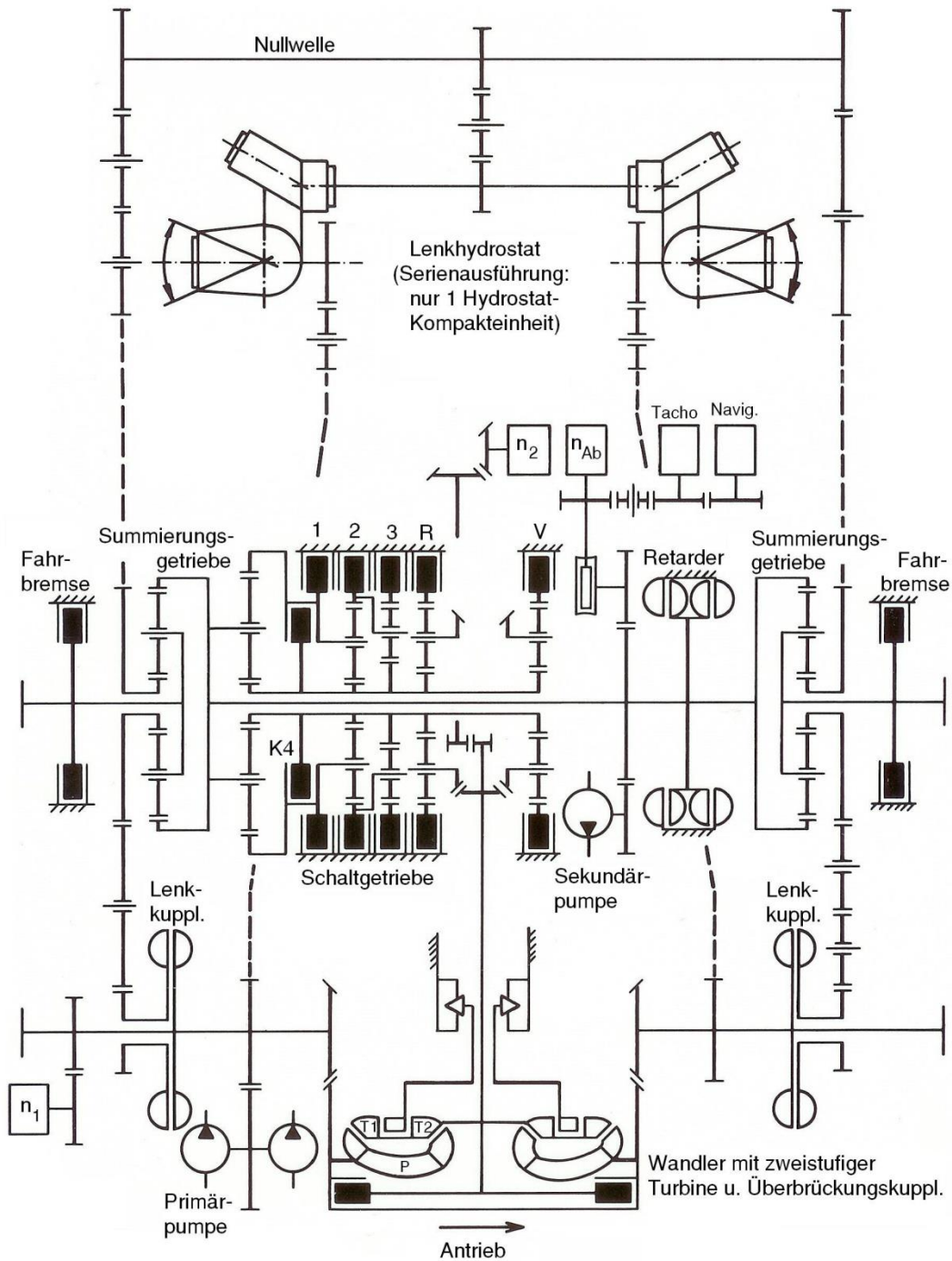


Abb. 4.92: Hydrostatisch-hydrodynamisches Überlagerungs-Lenkgetriebe Renk HSWL 354
 ([46] Fa. Renk)

Die Leistungsverzweigung erfolgt vor dem mechanisch überbrückbaren Drehmomentwandler. Dadurch werden wiederum Fahreigenschaften entsprechend dem Getriebetyp in Abb. 4.57 Zweig B erzielt.

Das Wendegetriebe, in PAS-Form (vergl. Abb. 4.36) mit identischen Übersetzungen für Vor- und Rückwärtsfahrt, ist in Reihe zum Schaltgetriebe angeordnet und ermöglicht daher eine gleiche Anzahl von Vor- und Rückwärtsgängen.

Das Schaltgetriebe in Wilson-Bauform basiert auf einem SAP-Satz, der im 1. Gang geschaltet wird. Im 2. und 3. Gang erfolgt der Leistungsfluss durch Überlagerung von Drehbewegungen zum Träger des ersten Planetensatzes, der jeweils den Abtrieb darstellt. Im 4. Gang wird das Getriebe durch Kuppeln von Sonnen und Außenrad verblockt.

Die Abb. 4.92 zeigt den ursprünglichen Aufbau des Hydrostatikanteils im stufenlosen Lenkgetriebe. Dieser wurde durch zwei parallel geschaltete Axial-Kolbeneinheiten dargestellt, um so mit vergrößertem Förderstrom die erforderlichen Lenkleistungen bei begrenztem Höchstdruck sicherzustellen (vergl. Gleichung 4/109).

Die Ölmotoren der beiden Kompakteinheiten waren dabei ohne Summierungsgetriebe auf einer gemeinsamen Abtriebswelle gekoppelt (die Betrachtungen zu Abb. 4.80 sind deshalb hier nicht anwendbar). Verspannungen zwischen den beiden Hydrostaten wurden durch Druckausgleich vermieden.

Die Lösung mit zwei Hydrostaten wurde aus Kosten- und Gewichtsgründen verworfen. In der Serie ist nur eine Hydrostatik-Lenkeinheit ausgeführt, wobei der Anteil an der Lenkleistung auf 35 % begrenzt wird. Der Rest ist von den beiden hydrodynamischen Lenkunterstützungs-Kupplungen aufzubringen, die druckabhängig je nach Kurvenrichtung wechselseitig angesteuert werden. Ihre Primärteile sind über feste Übersetzungen unmittelbar mit dem Motor verbunden, die Sekundärteile wirken auf die Sonnenräder des Summierungsgetriebes.

Ein in das Getriebe integrierter Retarder ist hier unmittelbar mit dem Außenrad zum Summierungsgetriebe verbunden. Dadurch ergibt sich der Vorteil, dass die Bremsleistung gangunabhängig nur von der Drehzahl, d.h. proportional von der Fahrgeschwindigkeit abhängt und größere Bremsleistungen durch Kopplung mit dem Abtrieb möglich sind. So erhält man eine wirksame Entlastung der Betriebs-(Fahr-)bremsen. Allerdings muss die Bremsenergie über ein wirksames Kühlsystem aus dem Getriebeblock herausgeführt werden.

Die Anordnung des Retarders vor dem Außenrad des Summierungsgetriebes bewirkt beim leichten Bremsen in der Kurve, dass die Überlagerung des Lenkantriebes zunächst wirksamer und damit der Kurvenradius kleiner wird. Dadurch wird bei abfallender Motordrehzahl der Lenkunwilligkeit entsprechend dem Schema der Abb. 4.57 Zweig B in etwa entgegengesteuert.

Die Verwendung eines hydrostatisch-hydrodynamischen Überlagerungs-Lenkgetriebes in Kampfpanzern der Größenordnung des KPz Leopard 2 stellt sicherlich nur einen Kompromiss dar. Einerseits erlaubt die Verwendung der hydrodynamischen Lenkelemente relativ kleine Baugrößen auch bei großen installierten Leistungen, andererseits bedeutet das Zuschalten der Strömungskupplung eine Verschlechterung des Gesamtwirkungsgrades in einem weiten Kurvenbereich (vergl. Abb. 4.90 im Zusammenhang mit Abb. 4.77). Dies bewirkt einen Verlust an verfügbarer Triebbradleistung und außerdem eine zunehmende Belastung der Kühlelemente. Dieses Problem wird bei steigenden Antriebsleistungen immer bedeutender. Beim KPz Leopard 2 müssen z.B. 14,5 % der Motorleistung trotz verbesserter Kühlelemente zum Antrieb der erforderlichen Lüfter zur Verfügung gestellt werden. Dabei tragen die Getriebeverluste nicht unwesentlich zur Abwärmebilanz bei.

Eine Weiterentwicklung ist das hydrostatisch-hydrodynamische Überlagerungs-Lenkgetriebe Renk HSWL 295 TM (Abb. 4.93), das im sogenannten Euro-Power-Pack mit einem MTU-Triebwerk der 880-Serie (vergl. Kapitel 3.3.1.2 und 4.4.2.3.1) kombiniert ist. Hier liegen die Kurbelwelle der Antriebsmaschine und die Wellen des Getriebes parallel zueinander. Antriebsmaschine und Getriebe sind über einen Stirnradsatz (Transfergetriebe in Abb. 4.93) mit einander verbunden. Der Triebwerkblock ist quer im Fahrzeug eingebaut.

Beim Triebwerkblock des KPz- Leopard 2 liegt dagegen die T-Anordnung mit einem größeren Raumbedarf vor. Hier liegen die Kurbelwelle der Antriebsmaschine und die Wellen des Getriebes senkrecht zueinander, wobei der Motor in Fahrzeuggängsrichtung eingebaut ist.

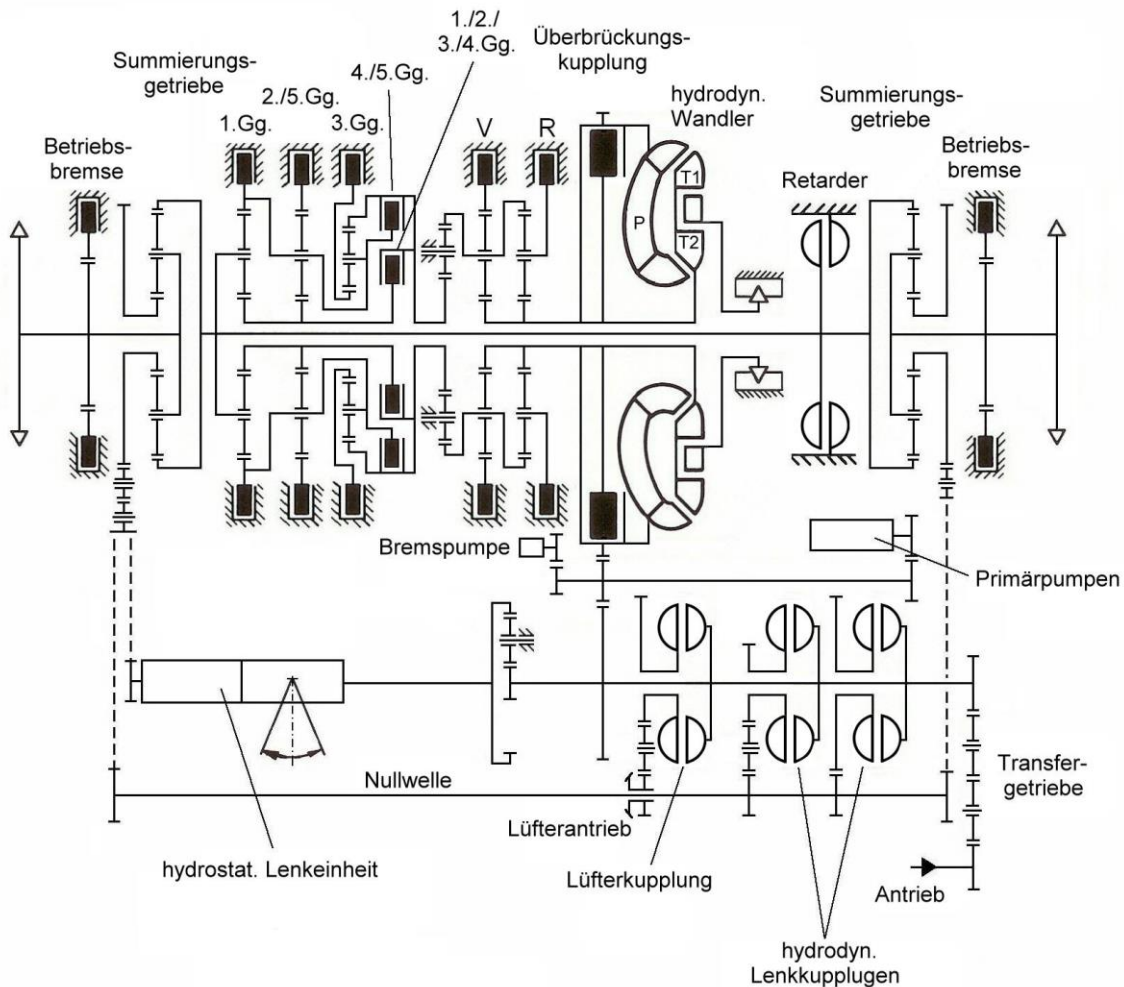


Abb. 4.93: Hydrostatisch-hydrodynamisches Überlagerungs-Lenkgetriebe Renk HSWL 295 TM ([46] Fa. Renk)

4.4.2.3.3.4 Hydrostatisch-mechanische Lenkgetriebe

Überlegungen hinsichtlich eines gegenüber den bisher besprochenen Prinzipien verbesserten Lenkantriebs müssen folgende Gesichtspunkte berücksichtigen:

- Große Lenkleistungen sollen bei kleinem Bauvolumen verwirklicht werden.
- Das Wirkungsgradverhalten muss im häufig vorkommenden Kurvenbereich optimal sein.
- Die Lenkung soll in Verbindung mit einem hohen Lenkcomfort feinfühlig dosierbar sein, insbesondere soll das Ansprechverhalten bei kleinen Korrekturen von der Geradeausfahrt zeitlich nicht verzögert werden.

Als Vorbetrachtung für ein solches von der Zahnradfabrik Friedrichshafen entwickel-

tes Konzept sei nochmals auf das Zweiradien-Überlagerungs-Lenkgetriebe ZF 4 HP 250 für den KPz Leopard 1 verwiesen (vergl. Abb. 4.73 mit 4.74).

Hier wird im Lenkgetriebezweig eine „stufenlos“ veränderliche Überlagerungsdrehzahl durch Rutschenlassen einer mechanischen Kupplung erzeugt. Dadurch kann das Fahrzeug Kurvenradien von der Geradeausfahrt bis zu einem gangabhängigen Mindestradius fahren. Ein weiteres Verdrehen des Lenkrades bewirkt durch Schließen einer zweiten Kupplung die Überlagerung mit einer größeren Drehzahl und damit die Verkleinerung auf einen gangabhängigen festen Mindestkurvenradius. In diesem Zustand der mechanisch geschlossenen Kupplung werden große Lenkleistungen schlupffrei übertragen.

In diesem System ist der Bereich der rutschenden Kupplung für den großen Radius energetisch ungünstig. Außerdem tritt mechanischer Verschleiß auf und das Ansprechverhalten ist nicht feinfühlig genug. Ersetzt man das Bauteil „rutschende mechanische Kupplung“ durch eine Hydrostat-Einheit, so erhält man ein hydrostatisch-mechanisches Überlagerungs-Lenkgetriebe, das den oben aufgestellten Forderungen in weitem Sinne gerecht wird. Abb. 4.94 zeigt die Einordnung des hydrostatisch-mechanischen Lenkteils in einem Überlagerungs-Lenkgetriebe.

Die Überlagerungsdrehzahl zum Summierungsgetriebe wird in diesem System bei großen Lenkradien von der Hydrostat-Einheit auf die Nullwelle übertragen. In diesem Fall muss die Stabilisierungsbremse an der Lenksummierung geschlossen sein. Der Fahrzustand entspricht in diesem Bereich dem eines rein hydrostatischen Überlagerungs-Lenkgetriebes. Gegenüber dem Zweiradien-Überlagerungs-Lenkgetriebe besteht der Vorteil, dass Rutschenlassen einer mechanischen Kupplung vermieden wird.

Für den kleinen Radienbereich wird je nach Kurvenrichtung durch Schließen einer mechanischen Kupplung eine gleichgerichtete Drehzahl an der Lenksummierung überlagert und damit die Nullwelle beschleunigt.

Diese Anordnung hat den Vorteil, dass die Hydrostat-Einheit nur für den Bereich großer Radien, d.h. kleiner Wendewiderstandsleistungen ausgelegt werden muss. Die mechanische Überlagerung im kleinen Radius gewährleistet ein rasches Ansprechen bei bestmöglichem Wirkungsgrad und damit optimale Wendigkeit bei Geländefahrt. Dem steht zunächst der Nachteil gegenüber, dass im mechanischen Bereich nur eine feste Überlagerungsdrehzahl zur Verfügung steht und damit pro Gang nur ein fester Kurvenradius. Diese Fahreigenschaften sind von den Fahrzeugen der Leopard-1-Familie her bekannt und werden bei ausreichender Gangzahl im Schaltgetriebe nicht als nach-

teilig empfunden. Außerdem ist es durch eine geeignete Steuerung möglich, den kleinen Radius für taktische Geländefahrt in gewissen Grenzen zu verändern [41].

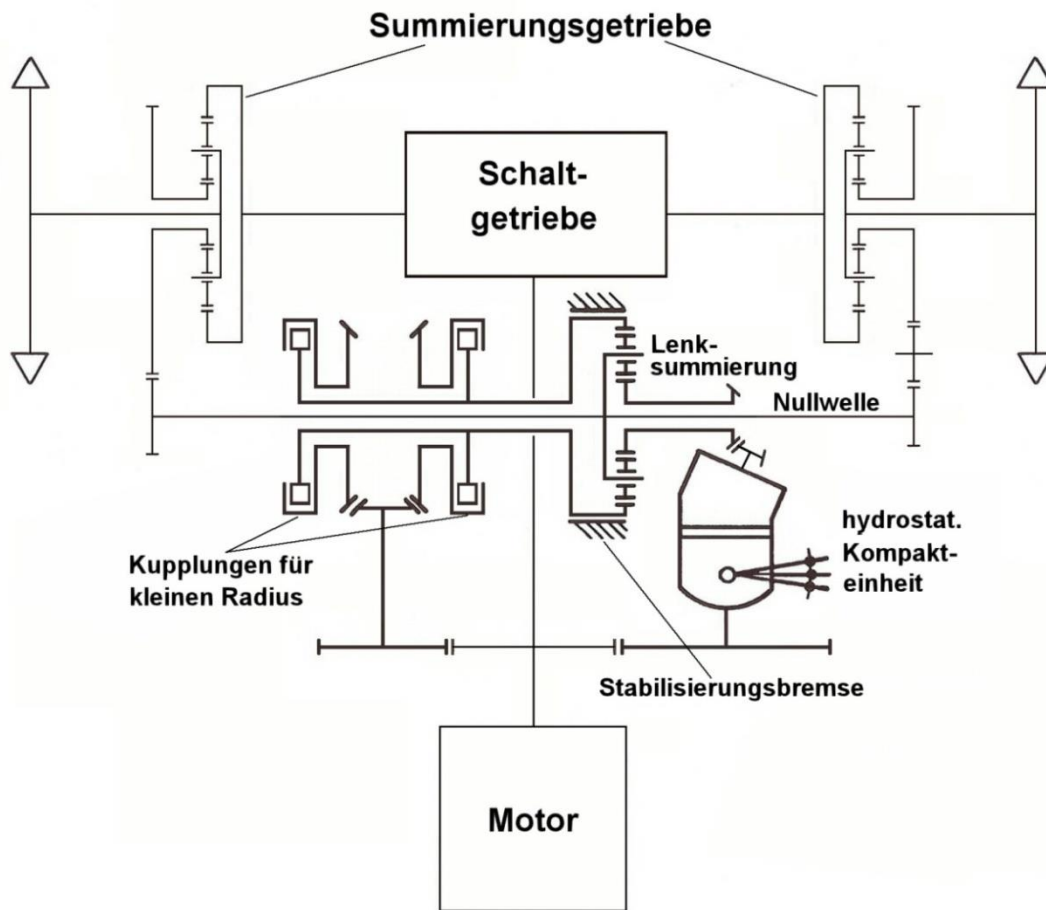


Abb. 4.94: Anordnung der hydrostatisch-mechanischen Einheit in einem stufenlosen Überlagerungs-Lenkgetriebe

Der Anteil des Hydrostaten an der Kurvenfahrt wird durch die Übersetzung in der Lenksummierung festgelegt. Er kann bei leichteren Kettenfahrzeugen beispielsweise vergrößert, d.h. zu kleineren Radien pro Lenkbereich verschoben werden.

In Abb. 4.95 ist der Wirkungsgrad des Lenkantriebs für einen Hydrostat-Anteil von 40 % der Nullwellendrehzahl dargestellt, wobei als Hydrostat eine Summierung von zwei Einheiten gewählt wurde (vergl. Abb. 4.80).

Der Wirkungsgrad der Lenkeinheit ist im gesamten Fahrbereich der beste aller bisher vorgestellten Systeme. Wendet man diesen Verlauf auf die Abb. 4.77 an, so ergibt sich eine deutliche Verbesserung des Gesamtwirkungsgrades und damit ein Gewinn an Triebbradleistung.

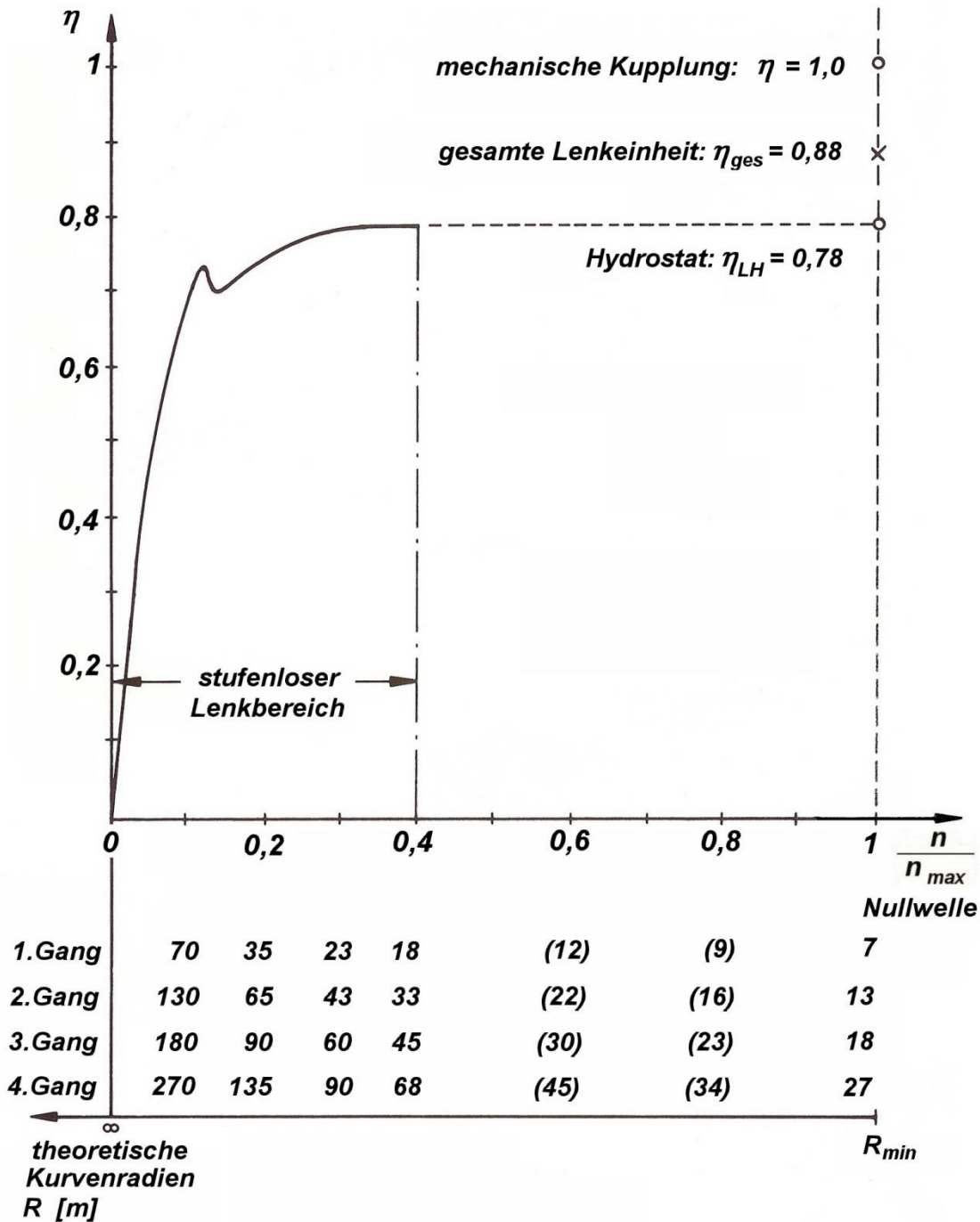


Abb. 4.95: Wirkungsgradkennlinie einer hydrostatisch-mechanischen Lenkeinheit [41]

Trägt man unter der Abszisse die zugehörigen theoretischen Kurvenradien bei der Schaltgetriebeabstufung des KPz Leopard 2 auf, so ist zu erkennen, dass der im stufenlosen Bereich fahrbare Mindestradius mit dem Gangsprung abnimmt und hier im ersten Gang ungefähr 18 Meter beträgt ([38], [41]).

Als Beispiel für dieses Prinzip sei das Getriebe 4 HP-3000 der Firma Zahnradfabrik Friedrichshafen (ZF) vorgestellt, das innerhalb eines Baukastensystems für Leistungen von 660 bis 1460 kW entwickelt wurde. Es war seinerzeit für einen Prototyp der Pz Haubitze 70 vorgesehen und für eine Motornennleistung von 735 kW bzw. ein maximales Drehmoment von 3000 Nm ausgelegt (Abb. 4.96).

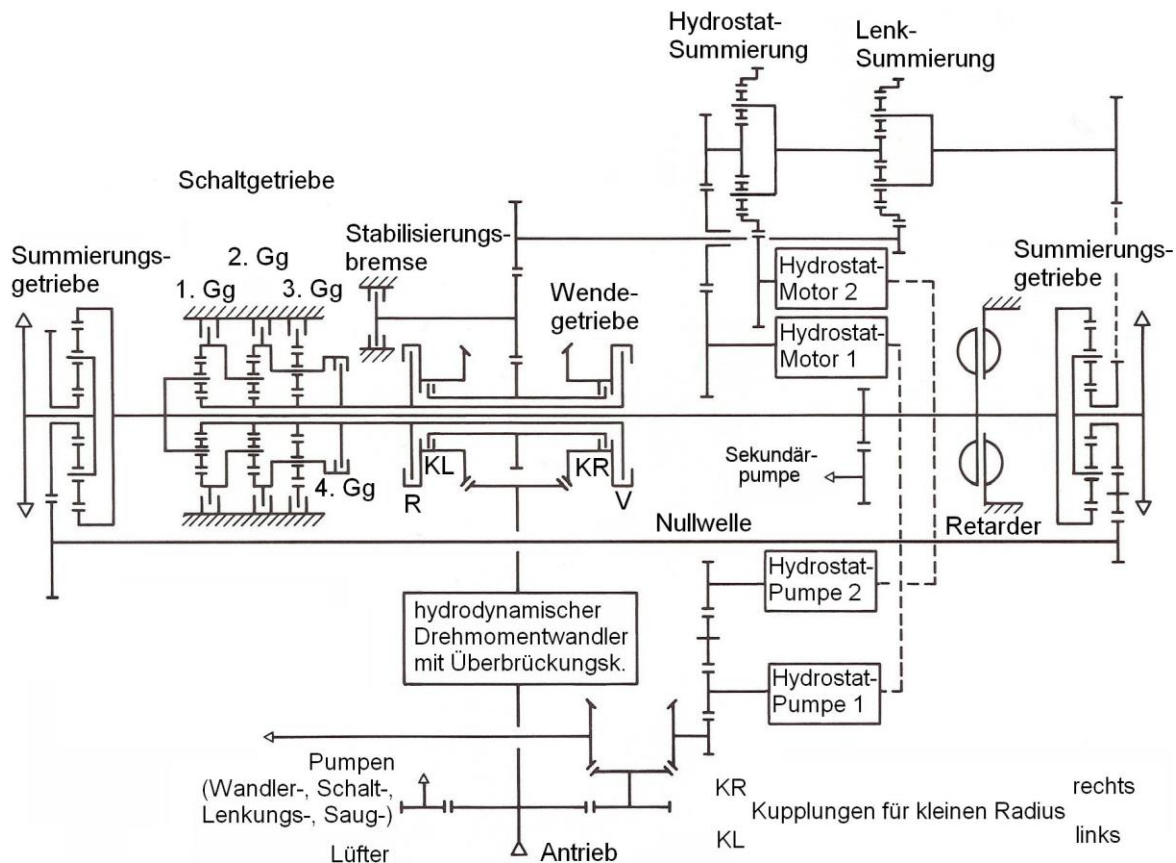


Abb. 4.96: Getriebeschema des hydrostatisch-mechanischen Überlagerungs-Lenkgetriebes ZF 4 HP 3000 ([40] Fa. ZF)

Der Aufbau dieses Getriebes entspricht dem grundsätzlichen Schema der Abb. 4.94, enthält daneben aber noch folgende Besonderheiten [40]:

Das Baukastenprinzip ermöglicht es, die Hauptbaugruppen ohne Anpassarbeiten auszutauschen.

Der last- und drehzahlabhängig überbrückbare Drehmomentwandler hat eine Anfahrwandlung von 2,5. Die Schaltung der Überbrückungskupplung wird so gesteuert, dass im Teillastbereich (kleiner 60 %) fast ausschließlich im mechanischen Bereich gefahren wird, darüber bis zu hohen Motordrehzahlen aber im Wandlerbereich.

Das Wendegetriebe in Kegelradbauform ist in Reihe zum Schaltgetriebe angeordnet

und ermöglicht daher eine gleiche Anzahl von Vorwärts- und Rückwärtsgängen. In dieser Baugruppe sind außerdem die Kupplungen für den mechanischen Lenkantrieb und die Stabilisierungsbremse enthalten.

Das 4-Gang-Schaltgetriebe in Wilson-Bauform ist automatisiert, wobei der Fahrer über einen Bedienhebel die Bereiche festlegt, innerhalb deren gefahren werden soll.

Die Schaltpunkte werden last- und drehzahlabhängig gesteuert. Daneben ist für den Ausfall der elektrischen Anlage eine mechanische Notschaltung des zweiten Ganges vor- und rückwärts vorgesehen.

Die Lenkeinheit ist definitionsgemäß in einen Hydrostatik-Teil und eine mechanische Kupplungseinheit gegliedert. Beide sind über ein Lenksummiergetriebe in Planetenbauform so untereinander geschaltet, dass der mechanische Zweig den größeren Leistungsanteil aufnimmt.

Der hydrostatisch stufenlose Getriebeteil besteht aus zwei Axialkolbeneinheiten die gegeneinander verstimmt arbeiten und über eine Hydrostat-Summierung so zusammengefasst sind, dass der Abtrieb bei Geradeausfahrt still steht. Daraus ergeben sich die zu Abb. 4.80 genannten Vorteile, insbesondere der, dass bei Lenkbeginn nicht aus der Drehzahl Null heraus gefahren werden muss. Die Konstruktion des Lenkgetriebes ermöglicht es, feinfühlig auch beliebig kleine Abtriebsdrehzahlen am Lenkgetriebe einzustellen und so die Waffe über das Fahrzeug zu richten (Richtgeschwindigkeit $1^\circ/\text{s}$).

Der stufenlose Lenkbereich ist nach unten hin so ausgelegt, dass in den jeweiligen Gängen die aufgrund der Fahrdynamik möglichen Kurven auf festen Straßen noch gefahren werden können. Beim genannten Fahrzeug mit einer Spurweite $s = 2,785$ Meter beträgt der theoretische Mindestradius im hydrostatischen Bereich und ersten Gang 8,8 Meter.

Der mechanische Lenkantrieb wird durch Weiterdrehen am Lenkrad über einen Druckpunkt hinaus zugeschaltet. Dabei werden je nach Kurvenrichtung entweder die linke oder rechte Radienkupplung mit Drucköl beaufschlagt und gleichzeitig die Stabilisierungsbremse geöffnet. Die Ölmotoren laufen dabei mit ihrer maximalen Drehzahl weiter.

Das Einschalten des mechanischen Lenkungsteils ist nur bei engen Kurven gegen hohen Wendewiderstand erforderlich. Der kleinstmögliche Radius verringert sich auf 4,1 Meter.

Daneben ist das „Wenden um die Hochachse“ exakt, unabhängig vom Fahrwiderstand an den Ketten möglich, wenn durch eine Stellung des Fahrtrichtungshebels der Schaltgetriebezweig festgelegt wird. Der Wendevorgang hängt dabei wieder von Lenkrad-

stellung und Motordrehzahl ab. Die theoretisch kürzeste Zeit für eine 360°-Wendung beträgt für das genannte Fahrzeug 9 Sekunden.

Eine Steuerautomatik bewirkt, dass bei Vor- und Rückwärtsfahrt bei gleicher Lenkradstellung sowohl im hydrostatischen als auch im mechanischen Lenkbereich dieselbe Kurvenrichtung gefahren wird.

Eine weitere Besonderheit dieses Getriebepinzips liegt auf der Antriebsseite des Lenkgetriebes. Während der Hydrostatik-Teil, wie bei allen modernen deutschen Panzergetrieben üblich, motordrehzahlabhängig angetrieben wird, erfolgt der Leistungsabgriff für den mechanischen Teil am Wendegetriebe, damit turbinendrehzahlabhängig, also entsprechend Abb. 4.57 Zweig A. Dadurch werden die oben genannten Nachteile der anderen Systeme umgangen, insbesondere instabile Kurvenzustände im Schiebebetrieb und das dem Gefühl entgegenlaufende Gasgeben in Bergabkurven bei geöffneter Wandlerkupplung. Ferner können im kleinen Radius beim „Wenden um die Hochachse“, Kurvenfahren gegen hohen Wendewiderstand oder Wenden mit gefrorenen Ketten der Motor nicht abgewürgt oder die Radienkupplung beschädigt werden. Mit Leerlaufdrehzahl kann in den kleinen Radius geschaltet und durch Gasgeben der Wendewiderstand feinfühlig überwunden werden [41].

Das zuletzt vorgestellte Getriebeprinzip zeichnet sich, wie oben gezeigt, durch ein optimales Wirkungsgradverhalten aus. Außerdem ist es möglich, die Baugröße durch Begrenzung der Hydrostatleistungen und durch Verwendung mechanischer Bauteile verhältnismäßig klein zu halten. Dadurch ist es möglich, auch Eingangsleistungen bis ca. 1500 kW bei vertretbarem Aufwand zu beherrschen, wie es in der oben genannten Baukastenserie nachgewiesen wurde. Damit bietet es sich als Überlagerungs-Lenkgetriebe für Panzerentwicklungen mit hohen Motorleistungen an. Die für diesen Leistungsbereich einzig denkbare Alternative, das hydrostatisch-hydrodynamische Prinzip, hat erhebliche Nachteile im Wirkungsgradverhalten. Der einzige Nachteil des hydrostatisch-mechanischen Prinzips, die Eingrenzung des kleinen Radianbereichs auf einen Wert pro Gang, ist in der Fahrpraxis nicht entscheidend.

Alle Überlagerungs-Lenkgetriebe haben den Nachteil, dass sich der Kurvenradius gangabhängig ändert. Dies gilt vor allem bei automatisierten Schaltgetrieben. Eine Lösung dieses Problems ist bei vertretbarem Bauaufwand und Wirkungsgrad nicht abzusehen.

Das *Getriebe des schwedischen Kampfpanzers Strv 103* lässt sich schwer in alle bisher besprochenen Prinzipien Gruppen einordnen. Da es sowohl ein mechanisches Kupp-

lugs-Brems-Lenkgetriebe, als auch eine Hydrostatik-Lenkeinheit enthält, deren Ausgangsdrehzahlen beide an einem Summierungs-Planetensatz zusammengeführt werden, soll es an dieser Stelle angeführt werden (Abb. 4.97).

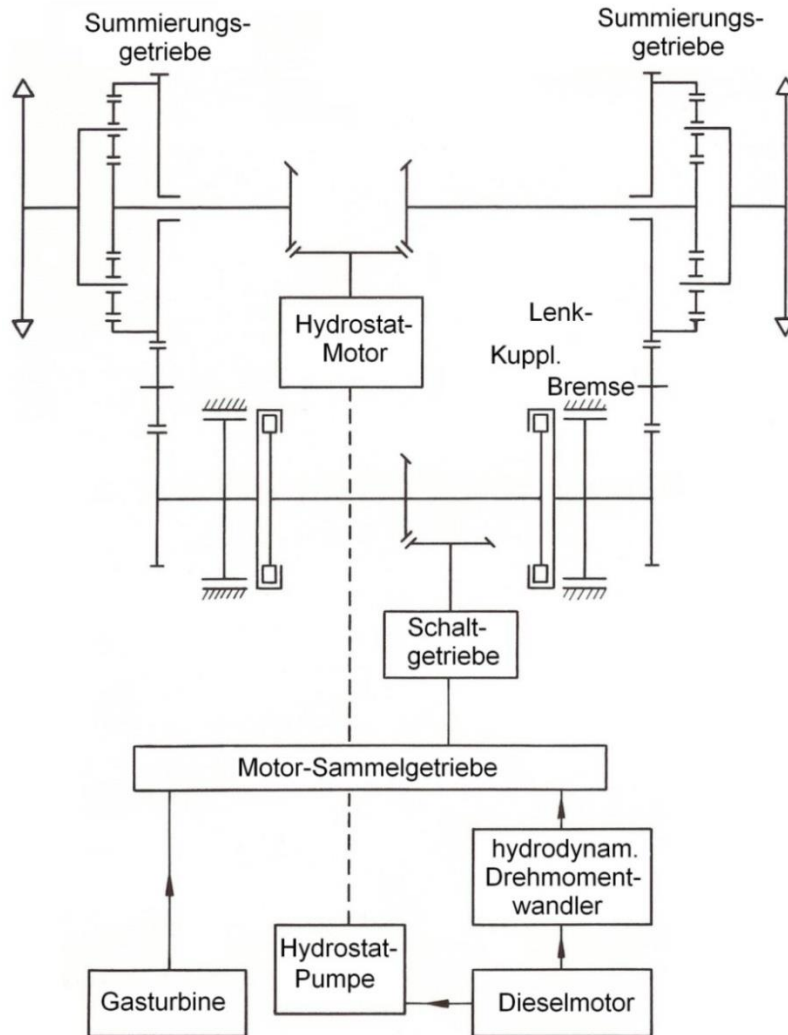


Abb. 4.97: Schema der Triebwerksanlage des schwedischen KPz Strv 103

Hier treiben ein Dieselmotor und eine zusätzliche Booster-Gasturbine über ein Sammelgetriebe das Schaltgetriebe an, von dem der Leistungsfluss zu einem Kupplungs-Brems-Lenkgetriebe und von dort über das Summierungsgetriebe zu den Triebrädern erfolgt. Im normalen Fahrbetrieb wird nur über dieses einfache Prinzip gelenkt. Damit werden die in Kapitel 4.3.1 diskutierten Fahrleistungen erreicht. Mit Hilfe der Kupplungslenkung lässt sich nicht die für das Seitenrichten der starren Waffe erforderliche Genauigkeit erreichen. Zum feinfühligem Richten ist daher eine hydrostatische Überlagerungslenkung vorgesehen, deren Pumpe von Grundlastdieselmotor angetrieben wird und deren Ölmotor auf das Sonnenrad des Summierungsgetriebes wirkt.

Auch die folgende Getriebeeinheit passt nicht in die bisher beschriebene Lenktriebeklassifizierung. Sie wurde zuerst im russischen KPz T 80 U M1 BARS (mit Gasturbinenantrieb) gezeigt. Die bisherigen Varianten des KPz T 80 sind mit einem Umlauf-Lenkgetriebe bestehend aus zwei Seitenwechselgetrieben ausgerüstet, wie es in Kapitel 4.3.2.3 beschrieben ist. Hier wird nun dieses Umlauf-Lenkgetriebe mit einem stufenlosen, hydrostatischen Überlagerungs-Lenkgetriebe kombiniert (Abb. 4.98). Das Umlauf-Lenkgetriebe folgt im Kraftfluss mit seinen beiden Seitenwechselgetrieben, die auch die Seitenvorgelege beinhalten, dem stufenlosen Getriebeteil.

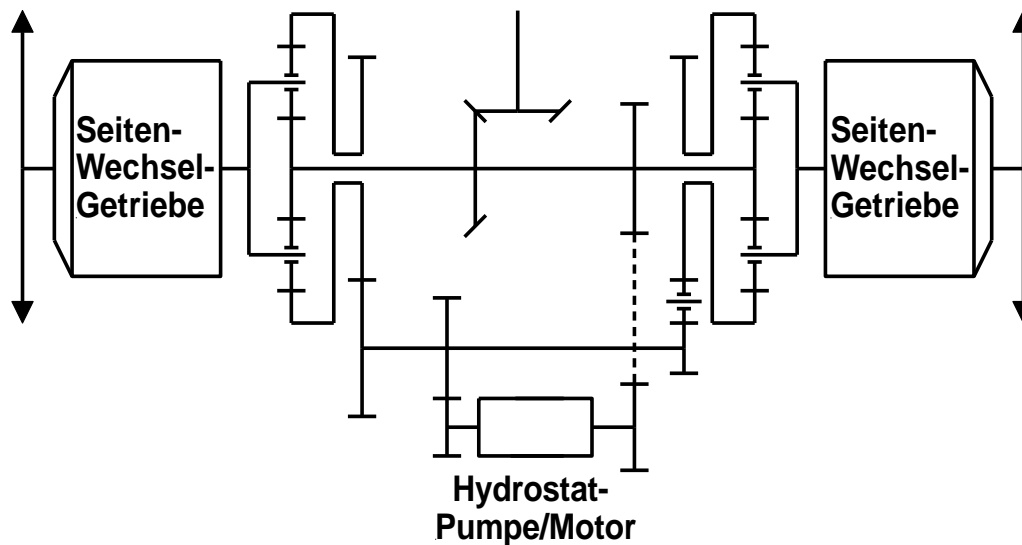


Abb. 4.98: Schalt-Lenkgetriebe des KPz T 80 U M1 BARS

Mit dem hydrostatischen Lenkorgan wird die Kurvenfahrt aus der Geradeausfahrt kommend in weitem Bereich durchgeführt. Es wird stufenlos, ruckfrei ohne Rutschen und damit ohne Wärmeentwicklung an den entsprechenden Schaltelementen der beiden Seitenwechselgetriebe gefahren. Engere Radien mit den höheren Fahrwiderständen werden dann wieder mit gegenüber der Hydraulik besserem Wirkungsgrad mit dem Umlauf-Lenkgetriebe bewältigt (vergl. oben: Aussagen zum Wirkungsgradverhalten). Das hydrostatische Lenkorgan ist trotz seiner symmetrischen Auslegung, demnach nicht für das „Wenden um die Hochachse“ ausgelegt. Das Fahrzeug kann aber mit den Bremsen in den Seitenwechselgetrieben wie bei den anderen Varianten des KPz T 80 und des T 72 um eine Kette wenden (vergl. Abb. 4.42).

Die Kombination entlastet die Schaltelemente der Seitenwechselgetriebe und verbessert die Lenkbarkeit und damit die Bedienbarkeit des Fahrzeugs insgesamt.

4.5 Alternative Kraftübertragungs- und Lenkeinrichtungen von Kettenfahrzeugen

Seit den frühen Zeiten der Kettenfahrzeugentwicklung gab es Versuche, unterschiedliche Kettendrehzahlen dadurch zu erzeugen, dass vor jedes Kettentriebrad ein (Elektro-)Motor gesetzt wurde, der von einem zentralen Verbrennungskraftmaschinen-Generator-Block mit Energie versorgt und geregelt wurde. Es waren Fahrzeuge mit einem seriellen Hybridantrieb (vergl. Kapitel 3.8.2, Abb. 3.33 a)). Dadurch sollten aufwändige Getriebe umgangen bzw. ein verlustbehaftetes Abbremsen der inneren Kettenseite vermieden werden. Beispiele solcher Entwicklungen waren der französische 72 t - Char 3 C Ende der 1920er Jahre, sowie die 1942/45 von Porsche entwickelten Pz.Kpfw. Tiger (P) und Maus [38].

Der elektrische Antrieb wird seit dem immer wieder untersucht. So z.B. im Zusammenhang mit der Entwicklung der elektrischen Kanone, des elektrischen Panzerschutzes bis hin zum All Electric Combat Vehicle (AECV). Auch in Zukunft wird er vor dem Hintergrund der knapper werdenden Kraftstoffressourcen von Interesse sein (vergl. Kapitel 3.7).

Bei der Beurteilung dieser Konzepte ist die Darstellung der Abb. 2.47 hilfreich, die deshalb an dieser Stelle wiederholt wird.

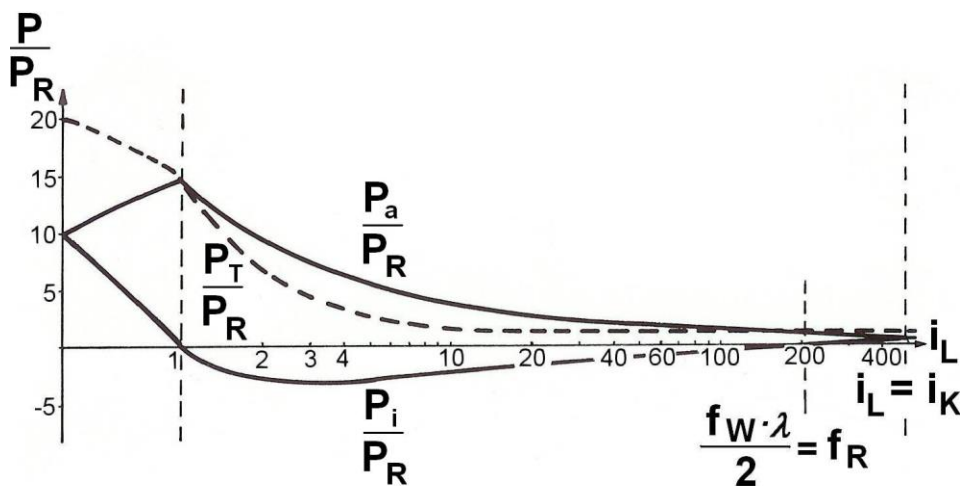


Abb. 2.47: Bezogene Triebbradleistungen

Für einen mittelschweren Boden sind hier die an den Ketten wirksamen Leistungen und die dem Fahrwiderstand entsprechende resultierende Triebbradleistung (bezogen

auf die Rollwiderstandsleistung) über dem Kurvenradius dargestellt. Werden Antriebsmotoren unmittelbar vor den Kettentriebrädern angeordnet, so müssen diese als jeweils kettenäußere Aggregate die erheblich größere Kettenleistung erzeugen können. Die Folge sind Antriebsanlagen, die gegenüber dem erforderlichen Fahrwiderstand beträchtlich überdimensioniert sind. Dies gilt besonders dann, wenn beide Kettenseiten völlig getrennte Antriebsstränge aufweisen, ohne die an der inneren Kettenseite auftretende Bremsleistung zu nutzen (nicht regenerative Lenkung). Ein Ausnutzen dieser Leistung bedingt aber, dass die Motoren auf der kurveninneren Seite wechselweise als Generatoren geschaltet werden können und die so erzeugte elektrische Energie auf der äußeren Seite genutzt wird.

Zum Vergleich sei noch einmal darauf verwiesen, dass bei den bisher besprochenen Lenkgetrieben eine mechanische Verbindung zwischen beiden Kettenseiten besteht und die Motorleistung sich daher in erster Linie an der Fahrwiderstands- d.h. der resultierenden Triebradleistung orientiert. Bei Überlagerungs-Lenkgetrieben muss das eigentliche Lenkorgan dabei nur den der Wendeleistung entsprechenden Anteil aufbringen.

Die Betrachtung zeigt, dass bei den Gewichts- und Platzverhältnissen im Kampfpanzer die Verfolgung der oben genannten Alternative nur sinnvoll ist, wenn es gelingt, unter dem Einsatz moderner Leistungselektronik standfeste, raumsparende Anlagen zu bauen, deren Motoren wechselweise als Leistungsbremsen arbeiten können und die so anfallende Bremsleistung auf der kurvenäußeren Seite nutzen, um eine energieerzeugende Verbrennungskraftmaschine zu entlasten.

Grundsätzlich ist es nachgewiesen, dass der Einsatz solcher Anlagen möglich ist. Allerdings wird zur Zeit diese Entwicklung für mittelschwere und schwere Kettenfahrzeuge nicht weiter verfolgt. Gründe dafür sind neben den gegenüber den konventionellen Antrieben zur Zeit höheren Kosten, die Suche und Entwicklung temperaturfesterer Werkstoffe für die Leistungselektronik und der zusätzliche Kühlungsbedarf für den nicht unerheblichen Leistungsstrom durch diese elektronische Steuerung (vergl. Kapitel 3.7 und 3.82). Der Leistungsbedarf für die kurvenäußere Kette kann abhängig von der Fahrsituation das Zweifache der eingesetzten Motorleistung übersteigen.

Diese Überlegungen gelten auch für einen zukünftigen - wenn die Mineralölvorkommen zur Neige gehen - elektrischen Antrieb mit der Energiespeicherung in Akkumulatoren mit entsprechender Energiedichte oder Brennstoffzellen (vergl. Kapitel 3.7.2).

Die Belastung der Leistungselektronik durch die zirkulierende Blindleistung lässt sich mit dem elektro-mechanischen (seriellen) Hybridantrieb umgehen, indem man dafür

zwischen den Elektromotoren eine mechanische Verbindung schafft (electro-mechanical transmission = EMT, Abb. 4.99) und damit zu der gewünschten, sicher belastbaren, regenerativen Lenkung gelangt. Die Elektromotoren müssen hierbei nicht wie beim oben beschriebenen seriellen Antrieb entsprechend den erforderlichen hohen Leistungen an der kurvenäußeren Kette ausgelegt werden. Sie sind dadurch kleiner.

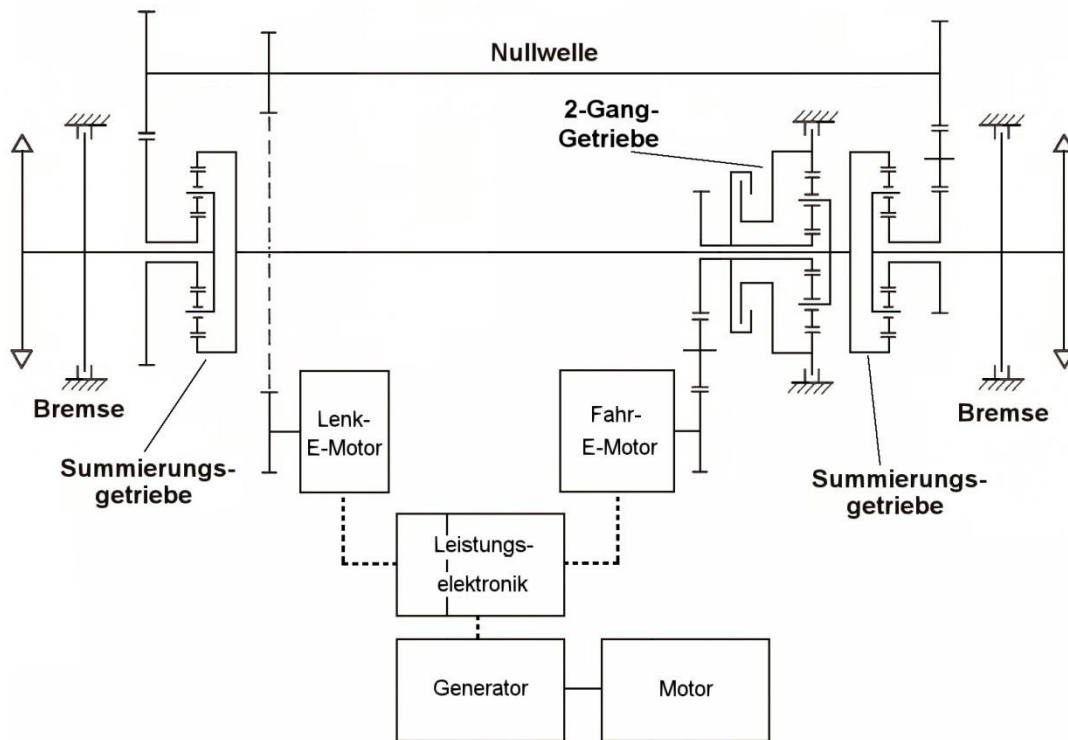


Abb. 4.99: Elektro-mechanische Kraftübertragung (Prinzip, [45, 46] Fa. Renk)

Dazu werden abweichend von der Anordnung des seriellen Hybridantriebs gegenüber dem Überlagerungs-Lenkgetriebe der Schalt- und der Lenkgetriebezweig jeweils durch einen elektrischen Antrieb ersetzt. Die Leistungsauslegung erfolgt wie beim konventionellen Antrieb. Es werden der Fahrmotor und der Lenkmotor mechanisch miteinander und mit den Antriebsrädern verbunden. Durch ein nachgeschaltetes zweistufiges Getriebe kann der elektrische Fahrmotor kleiner und leichter bauen. Der Platzbedarf wird gegenüber dem seriellen Hybridantrieb durch die mechanische Verbindung geringfügig größer, aber auch preiswerter. Dieses System befindet sich in der Entwicklung.

Für den elektro-mechanischen Antrieb bietet sich der leistungsverzweigte Hybridantrieb - er ist zwar komplexer - wegen seiner vielfältigeren Möglichkeiten an, sich den jeweiligen Betriebssituationen anzupassen (vergl. Kapitel 3.8.2). Das Konzept des Renk Electric X – Drive, ist ein solcher Antrieb (Abb. 4.100).

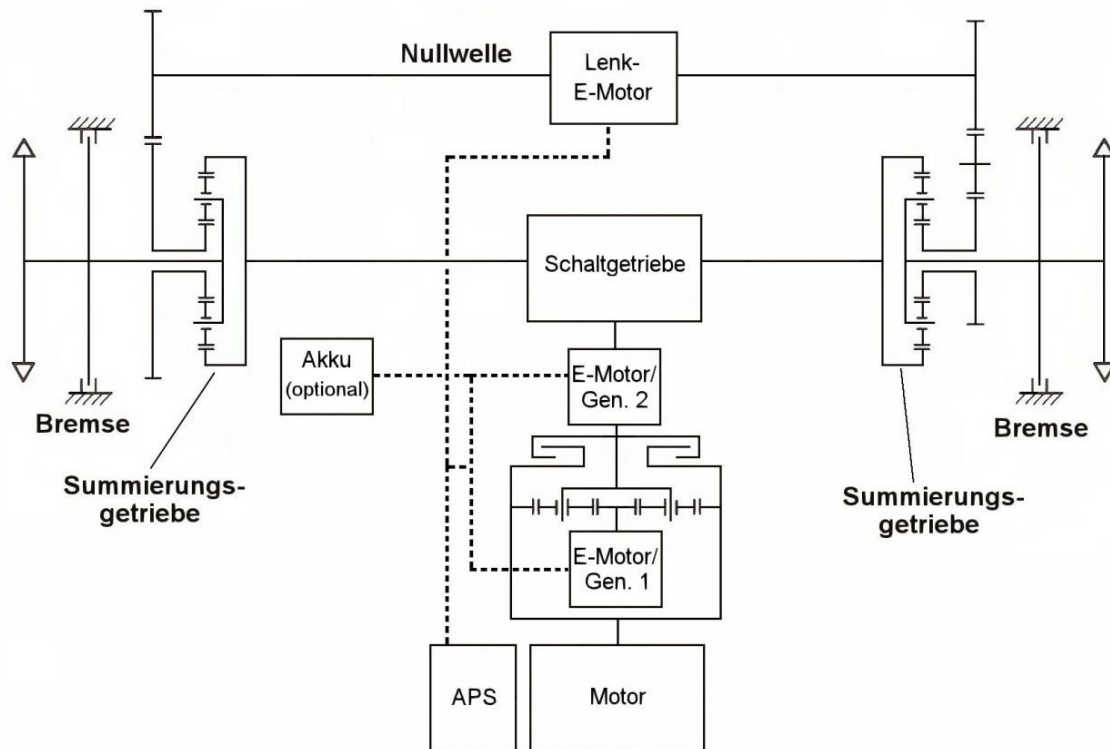


Abb. 4.100: Leistungsverzweigter Hybridantrieb Renk Electric X – Drive (Prinzip, [45,46]
Fa. Renk)

Angetrieben wird die Einheit durch das APS (= auxiliary power system). Es ist mit seinem Dieselaggregat auf ca. 30% des maximalen Leistungsbedarfs entsprechend der Belastungsverteilung eines Gefechtsfahrzeuges ausgelegt und damit den überwiegenden Teil der Nutzungsdauer in Betrieb (vergl. Kapitel 3., Abb. 3.5 und 3.18). Dabei übernimmt es die Stromversorgung und anteilig den Fahrbetrieb. Der Hauptmotor, der die fehlenden ca. 70% der maximalen Leistung abdeckt, kann damit kleiner und leichter gebaut werden und wird nur bei Bedarf zugeschaltet.

Dieser Hybridantrieb wird etwas schwerer und größer bauen, als der konventionelle Antrieb mit einem Überlagerungs-Lenkgetriebe. Man rechnet mit gleichem bis etwas besserem Wirkungsgradverhalten, da der Verbrennungsmotor in seinem optimalen Betriebspunkt (auch bezüglich der Emissionen) betrieben werden kann und die Anpassung an die Fahrsituation über den elektrischen Antrieb erfolgt.

Die elektrischen Fahrmotoren können als Motor oder als Generator fungieren, so dass einer die Stromversorgung für das Fahrzeug sicherstellen, während der andere als Motor betrieben werden kann. Der Vortrieb lässt sich auch mit beiden Elektromotoren darstellen und auch nur mit den Verbrennungsmotoren. Dazu sind in dem Schaltgetriebe mindestens vier Schaltstufen vorgesehen, womit aber auch die Elektromotoren kleiner sein können.

Das regenerative Lenken ist wie beim elektro-mechanischen Antrieb gegeben.

Das System kann ohne Akkumulatoren betrieben werden. Mit Akkumulatoren werden die militärisch gewünschte Schleichfahrt (silent mobility) und der leise Betrieb in der Stellung (silent watch) verbessert. Darüber hinaus ist die Rekuperation der Bremsenergie möglich, die im militärischen Einsatz aber weniger genutzt werden kann. Weiterhin können die Akkumulatoren oder das APS für die Boosterfunktion genutzt werden.

Mit elektrischen Antrieben besteht generell die Möglichkeit, im generatorischen Betrieb das Fahrzeug abzubremsen. Wegen der hohen Bremsleistungen und der damit verbundenen Anforderungen an die elektrischen Maschinen, ist es besser, die elektrische Bremse als Retarder zu nutzen und durch eine Reibungsbremse zu unterstützen. Diese Bremse kann gegebenenfalls elektrisch angesteuert und betrieben werden (z.B. Keilbremse).

Auf dem Gebiet der Baufahrzeuge, landwirtschaftlichen Maschinen und Pistenräumgeräte sind hydrostatische Lösungen des oben beschriebenen Grundkonzepts verwirklicht (Abb. 4.101).

Bei diesem Antriebsschema wird jede Kettenseite mit einem geschlossenen Hydrostat-Block verbunden, bestehend aus Regelpumpe und Konstantmotor (eventuell auch zusätzlicher Regelmotor). Beide Hydrostat-Einheiten sind über ein Verteilergetriebe miteinander verbunden, über das sie auch von einer zentralen Verbrennungskraftmaschine angetrieben werden.

Der Vorteil dieser im Aufbau einfachen Lösung liegt bei dem genannten Einsatzzweck in folgenden Punkten:

- Wegfall von Schalt-, Wendegetriebe und verschleißintensiver Lenkkupplungen bzw. -bremsen;
- stufenloses Fahren im Arbeitsbereich bei Geradeaus und Kurvenfahrt für Vor- und Rückwärtsfahrt;
- große Wendigkeit (Geradeausfahrt bis „Wenden um die Hochachse“);

- hohe konstruktive Freizügigkeit hinsichtlich der Anordnung der Verbrennungskraftmaschine auf dem Fahrzeug.

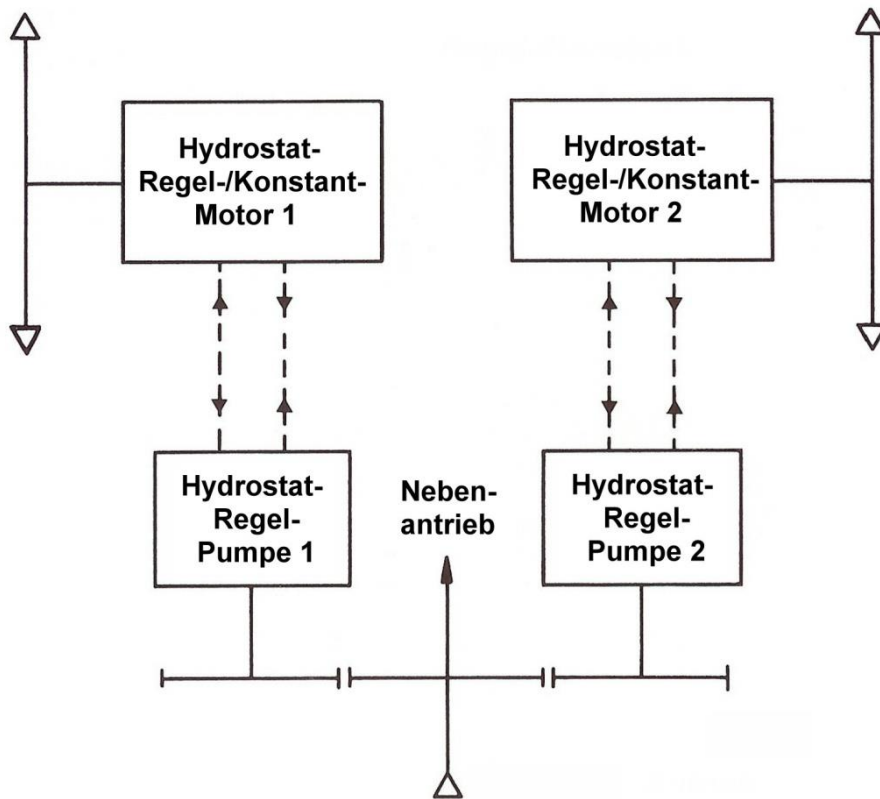


Abb. 4.101: Schema einer Antriebsanlage für Baumaschinen mit Kettenlaufwerk

Die Verbindung der beiden Hydrostat-Einheiten über das Verteilergetriebe ermöglicht eine Drehmomentabstützung und damit prinzipiell die Nutzung der negativen Leistung am kurveninneren Triebtrad (regenerative Lenkung). Zu beachten ist aber, dass die Anlage auf die an den Ketten erforderliche Leistung ausgelegt werden muss. Daraus und aus den oben genannten Beschränkungen für die Leistungen in Hydrostaten (vergl. Kapitel 4.4.2.3.3.1) folgt, dass dieses Konzept für Kampfpanzer heutiger Größenordnungen nicht zur Diskussion stehen kann, für leichte Kettenfahrzeuge aber eine Alternative in Verbindung mit einem Schaltgetriebe gegenüber den heute meist gebräuchlichen Ausgleichs- bzw. Kupplungs-Brems-Lenkgetrieben mit deren ungünstigen Wirkungsgradbilanz darstellt.

5 Kettenlaufwerke

5.1 Aufgabenstellung

Bei der Erstellung eines Konzeptes für hochbewegliche Kampfpanzer kommt den Aufgaben und Beanspruchungen des Laufwerks eine große Bedeutung zu. Die Steigerung der Antriebsleistung sowie die Verbesserung der Kraftübertragungselemente mit dem Ziel der Erhöhung der Triebbradleistungen sind letztendlich nur sinnvoll, wenn ein Kettenlaufwerk zur Verfügung steht, das die Nutzung des zur Verfügung stehenden Potentials in Form von Kräften und Geschwindigkeiten erlaubt.

5.1.1 Aufgaben des Laufwerks

Hinsichtlich der Beanspruchung von Laufwerken sind folgende Einzelaufgaben zu betrachten:

- Übertragung von Längskräften auf den Boden, d.h. Antriebs- und Bremskräfte. Über den Widerstand, mit dem Laufwerkskomponenten zu diesen Längskräften beitragen, wurde im Kapitel 2.2.2 „Laufwerkswiderstände“ geschrieben.
- Übertragung von Seitenkräften, die sich sowohl aus statischen Komponenten ergeben können als auch dadurch, dass eine größere nutzbare Fahrleistung höhere dynamische Kräfte bewirken kann. Im Einzelnen sind Ursache für Seitenkräfte:
 - Querneigung der Fahrbahn
 - Führungskräfte beim Kurvenfahren
 - seitliche Stoßbelastungen
 - Drehkräfte beim Lenken.
- Aufnahme von Hochkräften, dabei Abfederung und Dämpfung des Aufbaus. Dieser Komponente kommt, wie unten noch zu zeigen sein wird, große Bedeutung zu, um Belastungen für Mannschaft und Gerät gering zu halten und die Wanne als Schießplattform der Waffenanlage vorzustabilisieren.

Die bisher genannten Aufgaben sind allgemein an ein Kraftfahrzeug zu stellen. Die Aufnahme von Drehkräften bei Kurvenfahrt gilt speziell für Kettenfahrzeuge. Dabei sind zwei Schnittstellen zu betrachten:

1. Laufrad/-rollen-Ketteninnenseite:

Hier sind folgende Einzelprobleme zu beachten:

- Festigkeitsfragen: Die Einzelkomponenten müssen als Verbindungsglieder zwischen Wanne und Kette die äußeren Kräfte übertragen können.
- Raumprobleme: Ein Entgleisen (Abwerfen) der Kette muss auch unter ungünstigen Fahrbedingungen, z.B. negativer Federweg bei gleichzeitiger Seitenkraft, vermieden werden.

2. Kettenaußenseite-Boden:

Einzelprobleme sind hier:

- Tragfähigkeit: Auch bei großen Fahrzeuggewichten soll ein Einsinken auf weichen Böden möglichst vermieden werden.
- Griffigkeit: Der Kraftschluss bzw. Formschluss zum Boden soll Durchrutschen bzw. Schleudern zu hohen Grenzbereichen verschieben.

Neben den bisher genannten Aufgaben kommen speziell für Kampffahrzeuge zusätzlich hinzu:

- Abfangen des Rückstoßes der Bordwaffe, so dass die durch den Rückstoßimpuls hervorgerufenen Nick-/Wankschwingungen in ihrer Amplitude begrenzt werden und schnell abklingen und damit die Wanne in kurzer Zeit in die Ausgangslage zurückkommt.
- Beim Kasematt-Konzept muss die fest eingebaute bzw. teilschwenkbare Hauptwaffe ggf. in allen drei Koordinatenrichtungen über das Laufwerk gerichtet werden. Dies stellt im Zusammenhang mit dem Lenkgetriebe höchste Anforderungen an Federelemente im Laufwerk und deren Steuerung.

5.1.2 Beeinflussung der Beweglichkeit durch das Laufwerk

Kraftfahrtechnische Betrachtungen an einem militärischen Kettenfahrzeug sollen dazu beitragen, dessen Kampfwert zu steigern. Die Bedeutung des Laufwerks liegt natürlich zuerst bei der Komponente Beweglichkeit. Aber auch die anderen Faktoren können beeinflusst werden, so die Feuerkraft, d.h. die Erstschusstreffwahrscheinlichkeit wird dann gesteigert, wenn die Wanne als Schießplattform vorstabilisiert wird. Auch der Schutz des Fahrzeugs wird zum einen durch eine ballistische Schutzfunktion von Laufwerksteilen erhöht, zum anderen kann bei begrenztem Gesamtgewicht mit einem leichten Laufwerk der Gewichtsgewinn zur Verbesserung der Panzerung genutzt werden (vergl. Kapitel 1).

Zur Beschreibung der Beweglichkeit sollen hier Parameter betrachtet werden, die ent-

scheidend vom Laufwerk beeinflusst werden. Diese können in zwei Gruppen zusammengefasst werden, wobei die erste statische Leistungsbegriffe für Kettenfahrzeuge enthält, die zweite sich dagegen mit dynamischen Größen befasst.

5.1.2.1 Geländegängigkeit

Die Anforderungen bezüglich der Geländegängigkeit sind in Kapitel 2.1 beschrieben. Zahlenwerte: vergl. Tabellen 1.1 und 2.2.

5.1.2.1.1 Spezifischer Bodendruck

Wie in Kapitel 2.1.2.1 dargelegt, liefert die Definition des spezifischen Bodendrucks (Abb. 2.7, Gleichung 2/2) einen Wert, der den tatsächlichen Druckverhältnissen unter einem Kettenlaufwerk nicht entspricht (vergl. Abb. 2.10 bis 2.12);

$$p_o = \frac{F_G}{2 \cdot l_a \cdot b_K} \quad 2/2$$

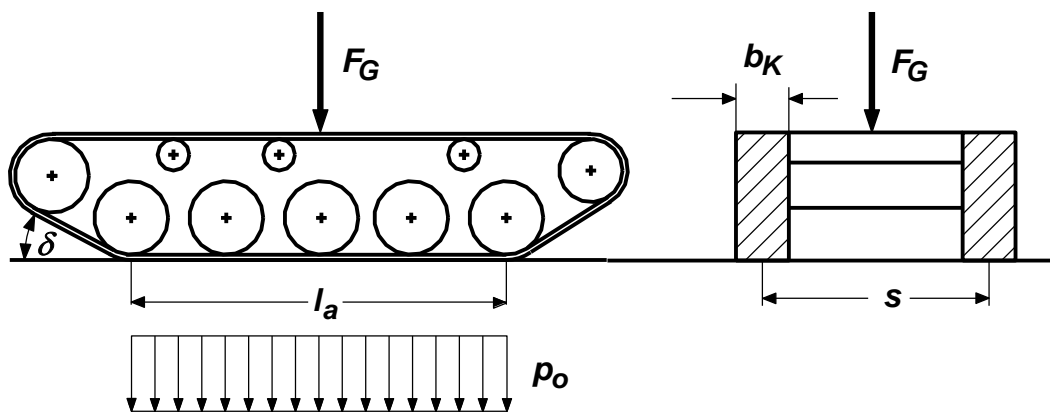


Abb. 2.7: Spezifischer Bodendruck

Die Ungleichmäßigkeit der Lastverteilung und das dynamische Verhalten zwischen Kette und Boden werden nicht berücksichtigt. Dennoch liefert die Beziehung grundsätzlich auf einem einfachen Weg - die Ermittlung des mittleren maximalen (Boden-) Drucks MMD (siehe Kapitel 2.1.2.1) ist erheblich aufwändiger - einen Vergleichswert, um die Befahrbarkeit eines Geländeabschnittes abschätzen zu können. Der spezifische Bodendruck sollte dabei nicht wesentlich über 80 kPa liegen, um auch auf kritischen, bindigen Böden ein Einsinken und damit ein zwangsläufiges Erhöhen des Bug- und Wendewiderstandes zu vermeiden. Zahlenwerte in Tabelle 1.1 zeigen, dass bei moder-

nen Kampfpanzerentwicklungen Probleme durch steigende Gewichte auftreten, so dass Werte von über 100 kPa für den spezifischen Bodendruck erreicht werden. Ein Ausgleich über eine Vergrößerung der Kettenbreite ist bei einer Mindestbreite der Wanne durch die wachsende Gesamtbreite und durch das Eisenbahnverlademaß (Transitmaß) gegeben, will man nicht auf Verladeketten ausweichen. Die Grenze ist beim KPz Leopard 2 mit 3,54 Metern in Transportstellung mit weggeklappten Kettenschürzen erreicht. Eine Vergrößerung der Kettenauflagelänge ist nur bedingt zielführend, da nach Gleichung 2/60 das Lenkverhältnis anwächst und hiermit die Lenkwilligkeit des Fahrzeugs abnimmt (vergl. Kapitel 2.3.6). Auch hier ist beim KPz Leopard 2 mit $\lambda = 1,775$ schon ein ungünstiger Wert erreicht.

Insgesamt zeigt der spezifische Bodendruck besonders von schweren Kettenfahrzeugen deren Überlegenheit gegenüber Radfahrzeugen in diesem Punkte der Geländegängigkeit. Radfahrzeuge mit Reifendruckregelanlagen können zwar vergleichbare Werte erreichen, allerdings nur mit Fahrzeugen bis zu einer Gewichtshöchstgrenze von etwa 32 t. Ein entsprechender Panzerschutz lässt sich damit schwerlich verwirklichen.

5.1.2.1.2 Kettengriffigkeit

Der Begriff der „Kettengriffigkeit“ erweitert den Kraftschluss auf festen Fahrbahnen auf die Betrachtung der Kräfte, die im Gelände unter Ausnutzung von Reibung und der Scherbelastbarkeit des Bodens in Umfangs- und Seitenrichtung übertragbar sind. Zu diesem Punkt sind im Kapitel 2.1.1.1 nähere Ausführungen gemacht worden.

Für die Griffigkeit ist die Gestaltung der Kette entscheidend. Dabei muss bei der Auslegung ein Kompromiss zwischen maximal übertragbaren Kräften, Fahrbahnschonung und logistischen Problemen (z.B. Auswechselbarkeit von Kettenpolstern) getroffen werden (vergl. Kapitel 2.1.1.1 und 2.1.1.2).

5.1.2.1.3 Grabenüberschreitfähigkeit

Die Grabenüberschreitfähigkeit ist als die Breite eines Grabens mit senkrechten oder nahezu senkrechten Wänden definiert, die das Fahrzeug noch überwinden kann ohne abzukippen. Dabei sind der Ein- und Ausfahrvorgang zu betrachten (Abb. 5.1).

Das maximale Maß ist dann gegeben, wenn sich das Schwerpunktlot mit der Grabenkante deckt und dabei gerade noch eine Abstützung am Laufwerk erfolgt.

Die maximale Grabenüberschreitfähigkeit hängt damit von der Schwerpunktlage ab, laufwerksseitig von der Kettenauflagelänge, der Höhe von Leit-/Triebtrad und dem

Ketteneinlaufwinkel (Kettenanstiegswinkel). Grundsätzlich gilt, dass bei einem buglastigen Fahrzeug der Einfahrvorgang, bei einem hecklastigen der Ausfahrvorgang kritisch ist.

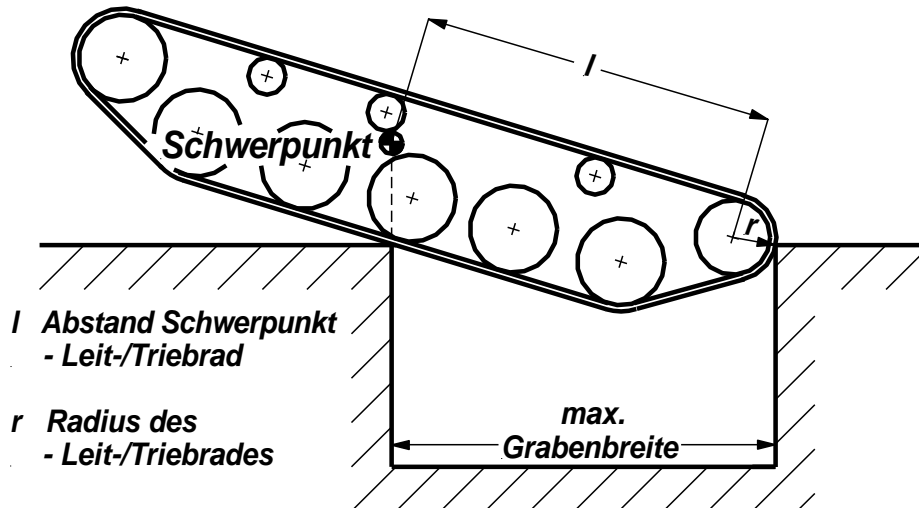


Abb. 5.1: Definition der Grabenüberschreitfähigkeit

In [36], [4] sind Gleichungen über den Zusammenhang der gesuchten Größe „Grabenüberschreitfähigkeit“, den Schwerpunktkoordinaten und Laufwerksparametern aufgestellt worden. Diese Gleichungen fußen allerdings auf der Annahme, dass keine Einfederung stattfindet.

5.1.2.1.4 Kletterfähigkeit (oder Übersteig-)

Die Kletterfähigkeit definiert die Höhe eines senkrechten, starren Hindernisses, das das Fahrzeug gerade noch übersteigen kann (Abb. 5.2).

Der maximale Wert hängt von der vorhandenen Kettengriffigkeit auf der Fahrbahn und an der senkrechten Wand des Hindernisses sowie der Lage des Schwerpunktes und von Laufwerksparametern ab. Ein in Fahrtrichtung hochliegendes Leit-/Triebrad wirkt sich positiv aus, da dann der Kletttervorgang auch bei großen Stufenhöhen unter Formschluss zwischen Stufe und Kette erfolgen kann. Voraussetzung für das Erklettern der Stufe ist, dass das Schwerpunktlot beim maximal möglichen Aufrichtvorgang mit der Stufenkante zur Deckung kommt, so dass das Fahrzeug auf die Plattform abkippt. Laufwerksseitig wirkt sich auf diesen Vorgang eine große hintere Aufstandsflächen-

ge (ab Schwerpunkt) positiv aus, während eine große Trieb-/Leitradhöhe auf Kosten eines vergrößerten Winkels des hinteren Kettenanstiegs zu vermeiden ist [36], [44].

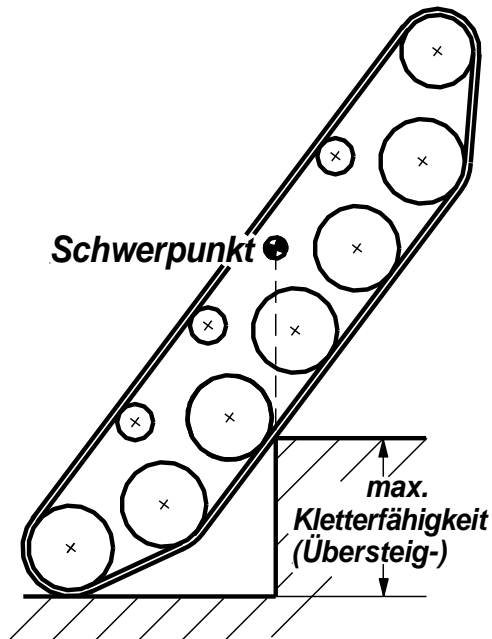


Abb. 5.2:
Definition der Kletterfähigkeit

Für den Abstieg von einer Stufe gilt als Grenzbedingung, dass ein Überschlagen des Fahrzeugs verhindert werden muss. Für diese Phase erweist sich ein großer Ketteneinlaufwinkel als günstig, da dann ein Aufsetzen des Fahrzeugs auf dem Leit-/Triebtrad weitgehend verhindert wird.

Für den Klettervorgang (Auf- bzw. Abstieg) gilt allgemein die Voraussetzung, dass keine Wannenteile oder die Waffe in das durch das Laufwerk vorgegebene Grenzprofil hineinragen.

Für die Betrachtung der Kletterfähigkeit sind in [36], [44] Gleichungen aufgestellt worden, wieder unter der Vernachlässigung von Einfedervorgängen.

5.1.2.1.5 Bodenfreiheit

Die Bodenfreiheit, die die Höhe des untersten Punktes der Wanne über der Fahrbahn angibt, beeinflusst die Geländegängigkeit hinsichtlich des Überwindens von Waldlichtungen, felsigen Geländestrecken und Trümmern, sowie der Gefahr des Aufsitzens auf weichen Untergründen. Diese Größe wird mittelbar auch durch die Laufwerksgeometrie beeinflusst. Für die Bodenfreiheit gilt es einen Kompromiss mit einer zu großen Fahrzeughöhe zu finden, die den Schutz des Fahrzeugs mindern würde.

5.1.2.1.6 Querneigung

Die Querneigung bezeichnet diejenige Neigung, an der ein Fahrzeug noch quer zum Hang fahren kann, ohne zu kippen. Diese ist von der Höhe des Schwerpunktes über der Fahrbahn und der Spurweite abhängig und damit mittelbar wiederum von der Laufwerksgeometrie.

5.1.2.2 Reaktionsfähigkeit

Die bisher diskutierten laufwerksabhängigen Leistungsbegriffe geben keine Auskunft darüber, mit welcher Geschwindigkeit ein Geländeabschnitt überwunden werden kann. Daher muss der Faktor des Kampfwertes „Beweglichkeit“, unter dem heute „Hochbeweglichkeit“ verstanden wird, durch dynamische Kennzeichen und daraus an das Laufwerk abgeleitete Forderungen beschrieben werden. Hierunter ist zu verstehen, dass eine gewünschte Ortsänderung in kürzester Zeit und möglichst in jedem Gelände durchgeführt werden kann, wobei die volle Motorleistung genutzt werden soll. Bei den daraus resultierenden hohen Geschwindigkeiten und Beschleunigungen sollen die Fahrzeuge Bodenhindernisse im Bereich ihrer Bodenfreiheit ohne übermäßige Stoßbelastung für Besatzung und Fahrzeug überwinden. Dabei soll die Besatzung auch bei Auftreten von Erregerschwingungen stets einsatzfähig und in der Lage sein, mit präzisiertem Feuer am Kampfgeschehen teilzunehmen. Zu dieser Forderung gehören eine Verringerung des Zeitaufwands für die Regelung der Waffenstabilisierung sowie verbesserte Möglichkeiten der Zielauffassung und der Zielverfolgung. Diese Aufgabenstellung verlangt eine Vorstabilisierung der Wanne durch das Laufwerk. Hieraus resultieren höchste Anforderungen an Laufwerks- und Feder-/Dämpfersysteme, wenn man sich die Schwingungsbelastung bei Geländefahrt vor Augen führt. Dabei ist zu beachten, dass das Laufwerk in jeder Fahrsituation seine oben beschriebenen Aufgaben erfüllen muss, also Antriebs- (Brems-), Seiten- und Hochkräfte auf den Boden übertragen muss, ohne dass der Kontakt zwischen Gleiskette und Boden sowie Laufrollen/-rädern und Gleiskette verloren geht.

5.2 Arten und Aufbau von Laufwerken

5.2.1 Einteilung der Laufwerke

Eine Einordnung der an Kettenfahrzeugen verwirklichten Laufwerke in zusammengehörende Gruppen ist angesichts der Vielfalt an Konstruktionsvarianten sehr schwer. Dennoch ist in Abb. 5.3 der Versuch einer Eingruppierung vorgenommen worden.

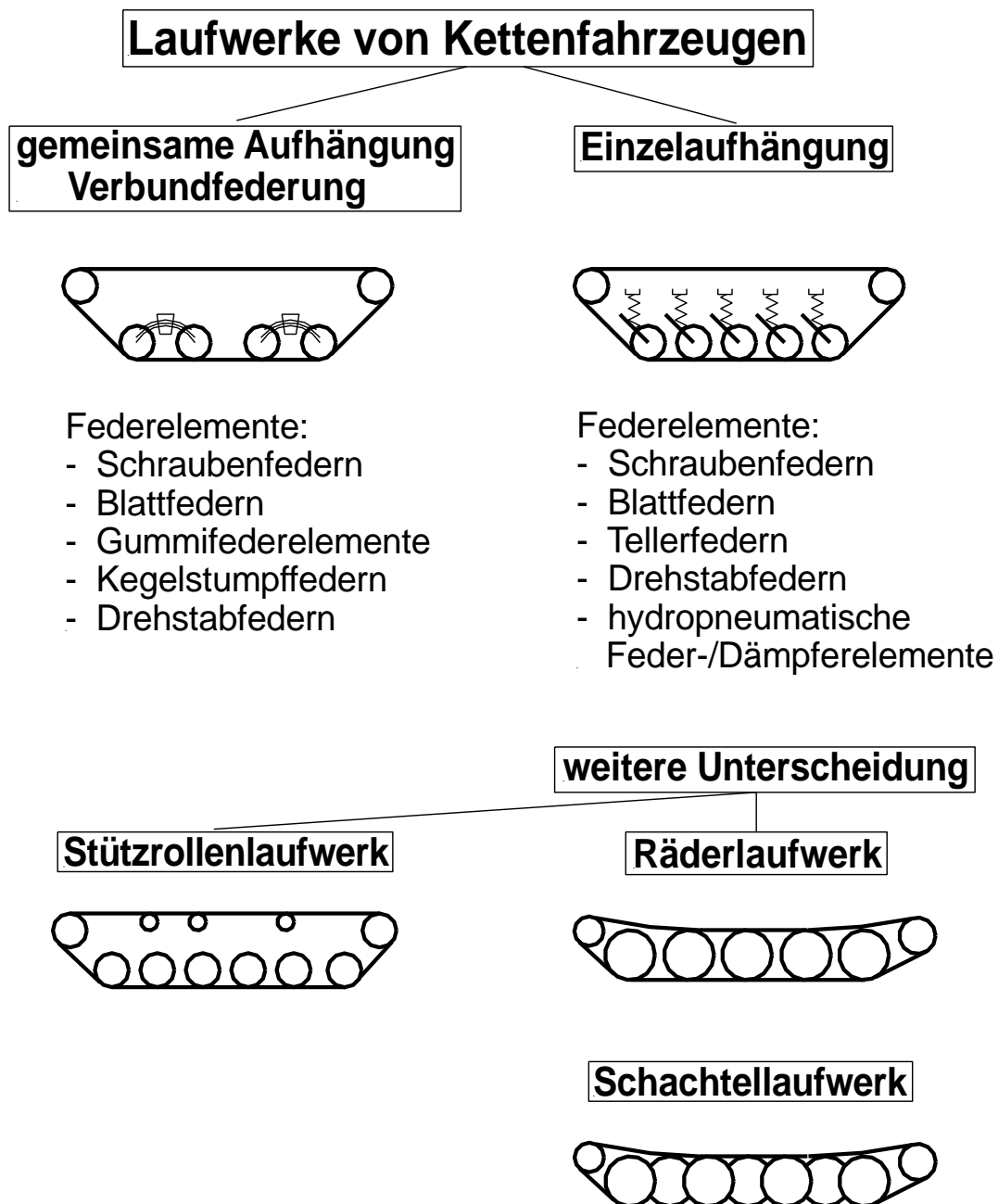


Abb. 5.3: Einteilung der Laufwerke

Laufwerke lassen sich nach der Art der Anordnung ihrer Laufrollen beschreiben, wobei einmal zwei oder mehrere Laufrollen ähnlich dem Eisenbahndrehgestell zusammengefasst sind (Verbundfederung) und zum anderen einzeln und unabhängig voneinander an der Wanne aufgehängt werden (Einzelaufhängung). Eine weitere Unterscheidung ist möglich nach der Art der Federelemente und weiterhin bei den heute allein bedeutenden Einzelaufhängungen in die Gruppe der Laufwerke mit Lauf- und Stützrollen, den sogenannten Stützrollenlaufwerken, und der Räderlaufwerke.

Letztere sind nach ihrem amerikanischen Konstrukteur auch unter dem Namen Christie-Laufwerke verbreitet. Ihr Kennzeichen ist, dass das obere Kettentrum auf der Oberseite aller oder einiger Laufrollen zurückgeführt wird. Die Laufrollen haben entsprechend große Durchmesser, was zu dem Begriff Räderlaufwerk führt. Diesem Konstruktionsprinzip aus der Zeit nach dem ersten Weltkrieg lag die Idee zugrunde, dass Panzer auf der Straße mit Rädern, im Gelände mit Ketten fahren sollten, um einerseits eine hohe Geländegängigkeit, andererseits hohe Straßengeschwindigkeiten erreichen zu können [38].

Das funktionsfähige Modell M-1928 erreichte 112 km/h auf Rädern und 68 km/h auf Ketten und besaß daneben ein erstaunliches Leistungsgewicht von 32 kW/t (44 PS/t). Es wurde in Amerika, Japan und der Sowjetunion verwendet [38]. Solche Laufwerke wurden auch mit Luftreifen untersucht bzw. gefahren, wie z.B. mit der luftverladbaren Selbstfahrlafette M56 Scorpion (USA 1953 bis 1959). Große Bedeutung erlangte das Christie-Laufwerk durch die in sehr großen Stückzahlen gebauten sowjetischen T 34 (Schraubenfedern im Hohlraum der doppelwandigen Wanne) und die nachfolgenden T 54/55 und T 62 (Drehstabfederung).

Die Vorteile eines Räderlaufwerkes liegen im geringeren inneren Rollwiderstand F_{roll} (allerdings mit fast vernachlässigbarem Einfluss auf den gesamten Laufwerkswiderstand (vergl. Kapitel 2.2.2.4.5 und 2.2.4)), einem gewissen Flankenschutz, einer besseren Selbstreinigung der Kette als bei den kleineren Laufrollen und geringerem logistischen Aufwand durch die fehlenden Stützrollen. Mit den größeren Laufrollen konnten bei den damals vorhandenen technologischen Bedingungen einfacher höhere Fahrgeschwindigkeiten realisiert werden. Ein weiterer Vorteil eines Räderlaufwerkes liegt in der größeren Biegesteifigkeit gegen Seitenkräfte, wobei allerdings die Schwingarme auch stärker belastet werden.

Als Nachteile gegenüber den Stützrollen-Laufwerken sind die höheren ungefederten Massen seiner Räder und das zu den ungefederten Massen zählende obere Kettentrum

zu nennen. Darüber hinaus führt die unzureichende Führung des oberen Kettentrums zu starken Schwingungen in der Kette, wodurch vor allem die Bandagen der Laufräder stärker in Mitleidenschaft gezogen werden (man rechnet durch das Schlagen (Peitschen) des oberen Kettentrums mit Beschleunigungsbelastungen vom Zweifachen der Erdbeschleunigung). Das gilt besonders bei der Verwendung der schwingungsintensiven torsionsvorgespannten Ketten (vergl. Kapitel 2.2.2). Die gegenüber dem Stützrollen-Laufwerk teilweise größeren Durchhanglängen des oberen Kettentrums erhöhen die Gefahr des Entgleisens. Weiterhin sind der mögliche Federweg gegenüber den Stützrollen-Laufwerken geringer und wegen der kleineren möglichen Laufräderzahl die Bodendruckverteilung schlechter.

Mit dem Übergang zur verschleißärmeren torsionsvorgespannten Kette hielt auch bei den russischen Fahrzeugen das Stützrollen-Laufwerk Einzug. Interessant ist in diesem Zusammenhang, dass der KPz T 72 Laufrollen mit einem Durchmesser in der Größe der Laufräder der älteren Typen T 34 bis T 62 aufweist. Es lassen sich neben der Nutzung der angeführten Vorteile auch Gründe bezüglich der größeren Robustheit vermuten. Zur Zeit der Einführung des Fahrzeugs befand sich die Entwicklung der Stützrollen-Laufwerke für Kampfpanzer in der damaligen Sowjetunion erst am Anfang. Die nachfolgenden Typen T 80, T 90 weisen Laufrollen mit geringerem Durchmesser auf.

Eine Sonderform des Räderlaufwerks stellt das heute vor allem wegen seiner Kompliziertheit nicht mehr verwendete Schachtellaufwerk (Abb. 2.54) dar, das im 2. Weltkrieg an Kettenfahrzeugen der Wehrmacht eingesetzt wurde. Die Vorteile lagen in einer gleichmäßigeren Bodenbelastung, damit besseren Lenkbarkeit (vergl. Kapitel 2.1.2.1, 2.3.3.4 und 2.3.7) und einer geringeren Belastung der einzelnen Laufrollen, ihrer Aufhängungen und Federungen. Von Nachteil war die verschlechterte Selbstreinigung durch die Anordnung der Laufräder.

5.2.2 Aufbau des Kettenlaufwerks

Der Aufbau des Kettenlaufwerks soll am Beispiel des bei westlichen Kettenfahrzeugen am häufigsten verwendeten Stützrollenlaufwerks besprochen werden (Abb. 5.4).

Dabei ist der Zweck der nachfolgenden Kapitel, einige Probleme der Hauptbauteile anzusprechen.

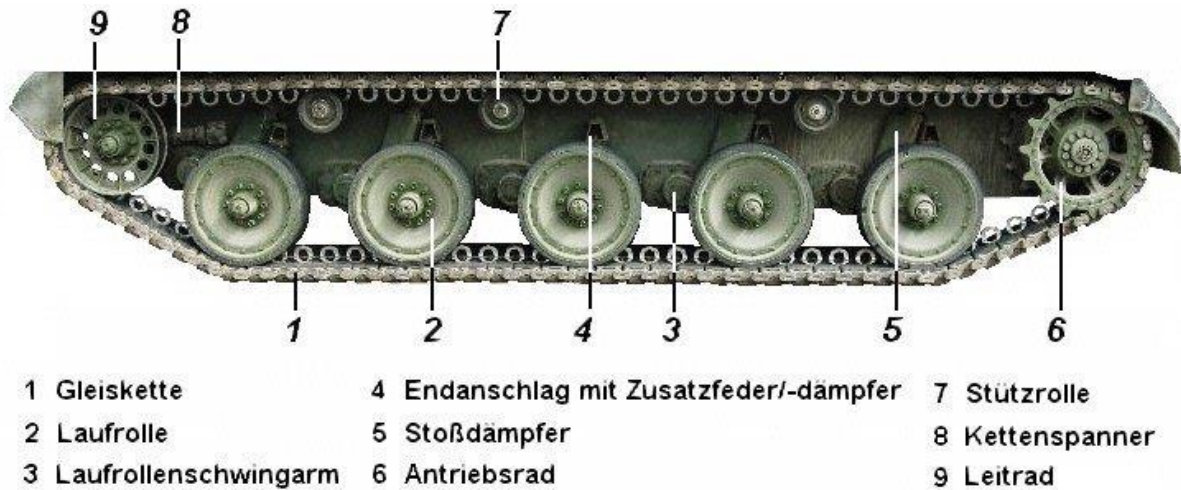


Abb. 5.4: Hauptbauteile eines Kettenlaufwerks mit Lauf- und Stützrollen (Stützrollenlaufwerk)

5.2.2.1 Antriebsräder

Die Triebräder bestehen im Allgemeinen aus zwei auf die Triebbradnabe aufgeschraubten Zahnkränzen. Die Nabe ist wiederum mit dem Abtrieb des Seitenvorgeleges und über dieses mit einer Trennkupplung mit dem Getriebeausgang verbunden. Der Zahnkranz greift in entsprechende Fenster der Gleiskette (Abb. 5.5 b)) oder in die Zwischenräume zwischen den Kettenverbindern (Abb. 5.5 d)) oder Kettenbolzen (Abb. 5.5 c)) ein. Ziel ist ein möglichst reibungsarmer Eingriff des Triebrades in die Kette. Diesbezüglich stellte bzw. stellt bei einigen sowjetischen (T 34) und leichten deutschen Kettenfahrzeugen des 2. Weltkriegs sowie beim deutschen Waffenträger „Wiesel“ (Abb. 5.5 a)) der Antrieb über die Mittenführungsstege der Kette eine Besonderheit dar, die stollenartig von einem rollenbewehrten Steg in der Mitte des Triebrads mitgenommen wurden.

Über die Eingriffsstelle zwischen Triebbrad und Kette, die nur durch jeweils einige der Zähne auf beiden Seiten gebildet wird, müssen alle Kräfte für den Vortrieb, zum Lenken und Bremsen übertragen werden. Dabei übernimmt jeweils der erste im Eingriff befindliche Zahn die Hauptlast, während die nachfolgenden ungefähr 3 bis 4 Zähne nur noch wenig von der Zugkraft (abhängig von der Reibung zwischen Triebbrad und Kette, vom Teilungs- und Zahnflankenwinkel; vergl. [37]) übertragen. Im Grenzfall übernimmt nur ein Zahn die gesamte Zuglast. Die hohen Pressungen an den Berührstellen bedeuten höchste Belastungen für den Werkstoff. Nach der Verschleißlehre führt hohe Pressung bei gleichartigen Metallen (hier Stahl/Stahl) nach Durchbrechen

der Oxidschicht zu einer örtlichen Adhäsionsverbindung ähnlich dem Kaltpressschweißen. Das beim Weiterdrehen des Rades erfolgende Trennen führt zu Herauslösen von Metallteilchen und damit zu Verschleiß. Das Verschleißverhalten wird durch Zwischenstoffe gefördert und zwar umso mehr, je höher deren Kornhärte ist.



a)



b)



c)



d)

Abb. 5.5: Triebbradvarianten (Beispiele)

Folgen des Verschleißes sind eine Veränderung der Zahn- bzw. Kettenteilung, so dass das Tragen ungleichmäßig wird, wodurch wiederum der Verschleiß stark gefördert wird. Die Größe der Zahnmulden muss der Längung der Kette durch den zulässigen Verschleiß und durch die Elastizitäten in der Kette und Lagerung der Bolzen Rechnung tragen. Im Grenzfall kann die durch den Verschleiß entstandene ungleichmäßige Teilung ein Abspringen der Kette bewirken. Dem Benutzer des Kettenfahrzeugs muss deshalb über leicht kontrollierbare Verschleißmaße oder Schablonen eine Überwachung ermöglicht werden (Abb. 5.6).



Abb. 5.6:
Verschleißkontrolle mittels Verschleiß-
kontrollbohrungen (Mindestabstand Boh-
rung - Zahnflanke: 1 mm)

Konstruktiv kann die Verschleißneigung durch Kaltverformung der eingesetzten Werkstoffe, durch das heute übliche Oberflächenhärten (Induktions-, Laserhärten) oder durch Plattierung (Auftragsschweißen) gemildert werden. Bei den oben beschriebenen Antrieben über die Mittenführungsstege der Ketten mindern die in den Triebrädern angebrachten Rollen (Abb. 5.5 a) die Reibung und damit den Verschleiß.

Auch die entsprechende strömungstechnische Gestaltung des Triebrades mit dem Ziel des „Ausspülens“ des Schmutzes, eine entsprechende Formgebung der Wanne zwischen Boden und Seitenwänden (z.B. KPz Leopard 2) und genügender Abstand zu benachbarten Bauteilen wie z.B. Laufrädern/-rädern sind hier hilfreich. Der Frontantrieb mit seinem längeren Weg von der Kettensohle bis zum Triebrad ist in diesem Zusammenhang von Vorteil.

Eine weitere kritische Stelle stellt die Verbindung vom Triebrad zum Seitenvorgelege dar. Hier muss Spiel unbedingt vermieden werden, um bei stoßartigen Belastungen ein Versagen der Schrauben zu vermeiden. Dies kann durch teure Passschrauben/-Buchsen geschehen oder durch Reibschluss infolge eines hohen Festziehmomentes und gleichzeitiges Sichern der Schraubverbindung. Da bei diesem heute üblichen Verfahren die Gefahr einer Überlastung der Schrauben besteht, muss das Anziehmoment kontrolliert werden.

Die asymmetrische Einleitung der Triebradkraft in Verbindung mit der Kettenspannung ($= F_{zKi}$, vergl. Kapitel 2.2.2.2 und 2.2.2.3) führt zur Eigenkrümmung der Ketten

(Abb. 5.7). Dieser Effekt kann sich bei dünnen Seitenwänden der Panzerwannen noch verstärken.

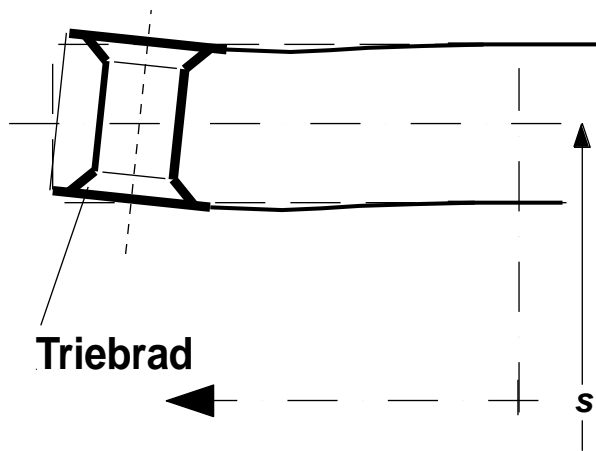


Abb. 5.7:
Einfluss der inneren Kettensugkraft F_{zKi} am
Triebbad

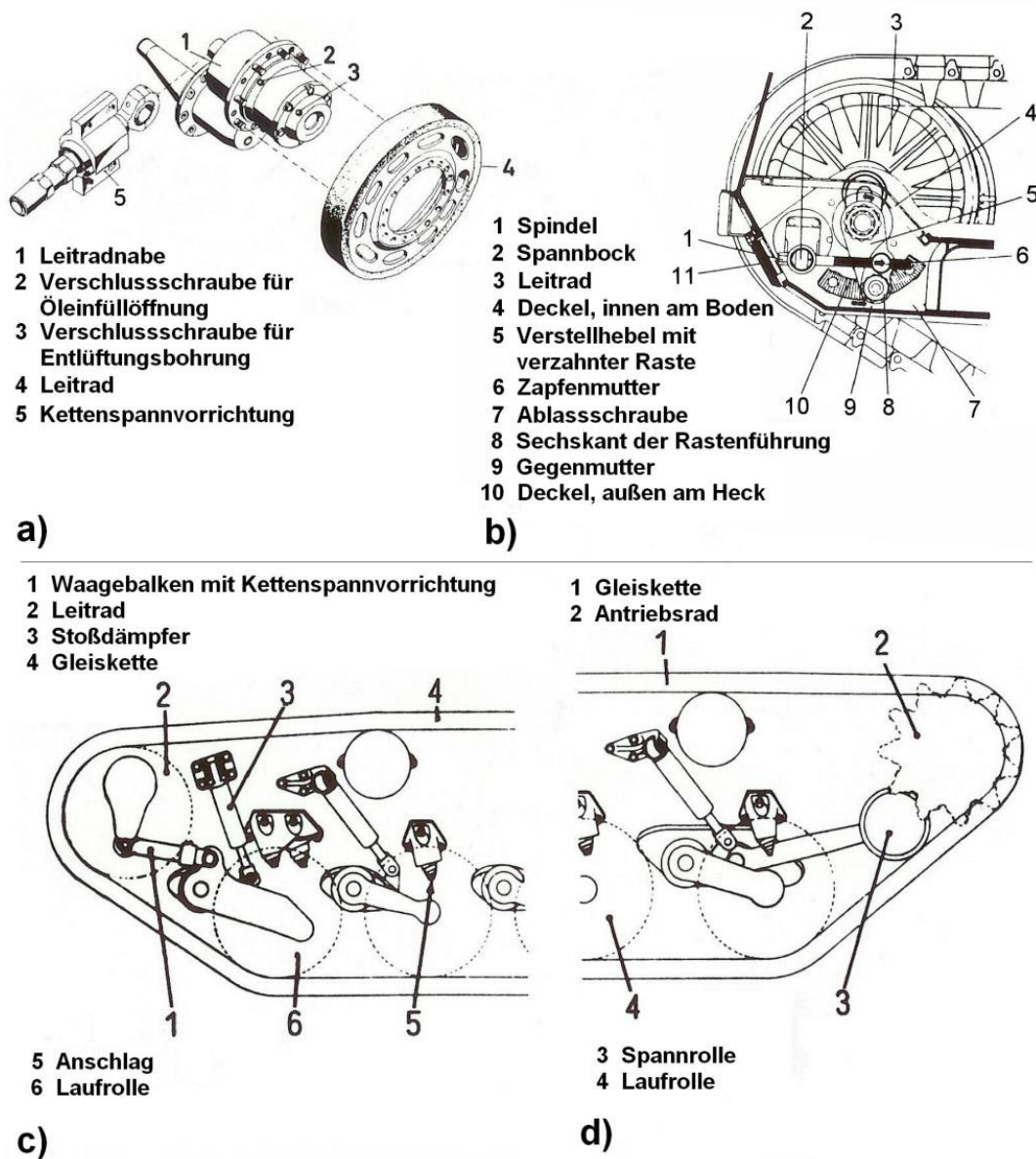
5.2.2.2 Leiträder mit Kettenspannvorrichtung

Leiträder (auch Umlenkrollen) sind entgegengesetzt dem Triebbad angeordnet und dienen zum Umlenken der Kette. Gleichzeitig wird in den meisten Fällen über sie die von einer Spannvorrichtung erzeugte statische Kettenspannkraft T_{stat} aufgebracht (vergl. Kapitel 2.2.2.2.1). Der Einfluss auf die Lagerung entspricht der der Abb. 5.7. Die asymmetrische Einleitung der (statischen) Kettenvorspannung (Kettenspanner) in Verbindung mit der Antriebskraft führen – wie in Kapitel 5.2.2.1 beschrieben – im Rahmen der möglichen elastischen Verformungen des Leitrades und seiner Aufhängung zu einer mehr oder weniger großen Schiefstellung des Leitrades.

Ein vorn liegendes Leitrad sollte möglichst hoch angeordnet sein, da dadurch die Übersteigfähigkeit (vergl. Kapitel 5.1.2.1.4) begünstigt wird. Logistisch ist anzustreben, dass Leiträder und Laufrollen baugleich sind, was aber die Gefahr des Aufsetzens erhöht (Beschleunigungen im Gelände von ca. 3 bis 4, auch 7 g sind durchaus möglich; in der Praxis wurden z.B. Auslegungen mit $1,5 \cdot F_G/2$ zum Teil überschritten).

Leiträder sind im Allgemeinen an Schwingen gelagert, über die Kettenspannvorrichtung aber starr mit der Wanne verbunden. Bei heckgetriebenen Fahrzeugen kann dies im Gelände die Wirkung der Leitrad aufsetzer verstärken. Hier verspricht eine gedämpfte Lagerung (mit integrierter Kettenspannvorrichtung) der Umlenkrolle eine gewisse Abhilfe. Der Bauaufwand ist allerdings höher.

Die Kettenspannvorrichtung kann entweder formschlüssig oder kraftschlüssig wirken. Bei der meist verwendeten *formschlüssigen* Verbindung stützt sich eine mit dem Leitrad verbundene Spannspindel über eine an der Wanne angebrachte Mutter ab (Abb. 5.8, [39]).



c) und d) mit Ausgleich bei Laufrolleneinfederung

Abb. 5.8: Formschlüssige Kettenspannvorrichtungen (Beispiele; [39])

Ein Drehen der Spindel bewirkt das Verschieben des Leitrades in Längsrichtung und damit ein Spannen oder Entspannen der Kette. Die richtige Größe der statischen Kettenvorspannung muss dabei durch einfach durchzuführende Kontrollmessungen (zulässiger Durchhang der Kette, Abstand der Kette zur Oberseite eines Laufrades usw.) überprüfbar sein.

Da die Spannvorrichtung sehr stark belastet wird, ist eine kräftige Konstruktion erforderlich, die den Stoßbelastungen gewachsen ist. Die Schraubverbindung wird üblicherweise durch Fixierung mit einer Kontermutter entlastet. Die Spannspindel wird im Fahrbetrieb insgesamt entlastet, wenn eine Abstützung mit einer stirnverzahnten Raste auf einem Rastbogen erfolgt (Konstruktion Hotchkiss, Abb. 5.8 b)), oder aber mit einem erheblichen, konstruktiven Aufwand durch Abstützen der stirnverzahnten Leitradwelle auf einer ebenfalls stirnverzahnten Gegenfläche (T 34). Eine andere Möglichkeit (im KPz T 72 verwirklicht, Abb. 5.9), die Kettenspannung zu ändern, besteht in der Schwenkung der Schwinge des Leitrades mittels eines Schneckentriebes. Beim Einfedern der ersten oder letzten Laufrolle wird die statische Kettenspannung abgebaut. Dadurch wächst die Gefahr des Abwerfens der Kette. Dies kann gemindert oder sogar vermieden werden, wenn die erste Laufrolle und das Leitrad durch eine Waagebalken-Konstruktion verbunden sind, bei der jede Federbewegung der Laufrolle durch eine entgegengesetzte Bewegung des Leitrades ausgeglichen wird (KPz M 48/60, Abb. 5.8 c)). Ähnliches lässt sich durch den Ausgleich der Kettenspannung durch eine gewichts- oder zusätzlich federbelastete Spannrolle erreichen (KPz M 47, Abb. 5.8 d)). Mit dieser Konstruktion lässt sich auch die Gefahr des Aufkletterns der Kette auf die Triebzähne bei Bergabfahrt oder beim Bremsen verringern. Hierbei wird die Kette im Sohlenbereich nach hinten gezogen.

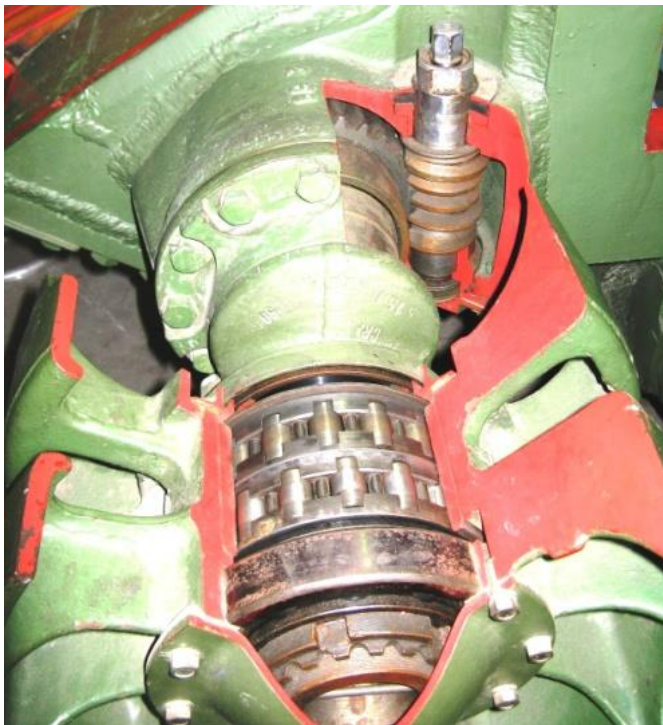


Abb. 5.9:
Kettenspanner des KPz 72

Eine alternative Möglichkeit der Kettenspannvorrichtung stellt die *kraftschlüssige Verbindung* dar. Hier wird ein druckbeaufschlagter Kolben, der in einem wannenfesten Zylinder gleitet, gegen das Leitrad gedrückt (Abb. 5.10).

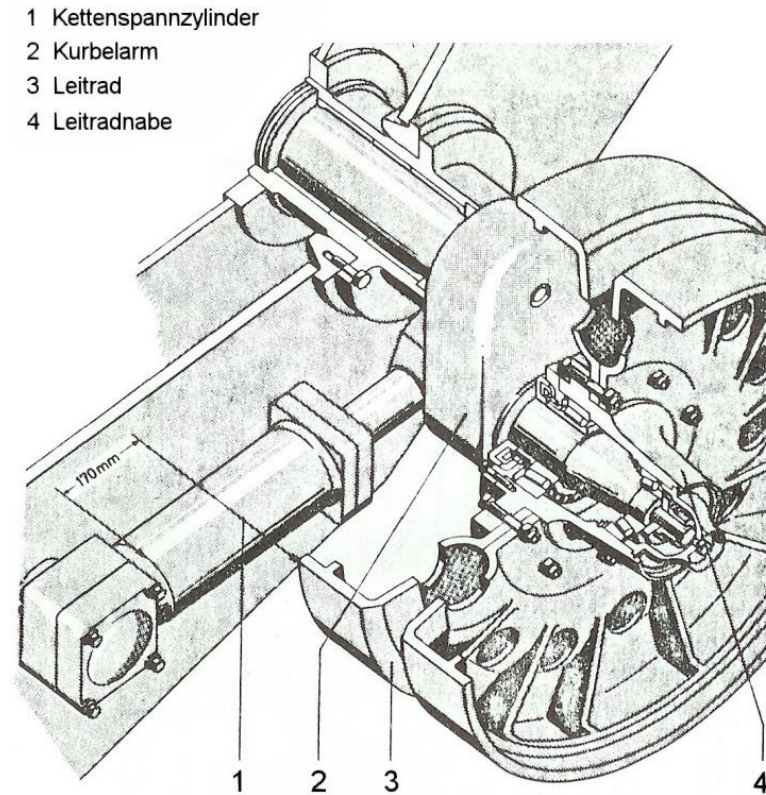


Abb. 5.10:
Kraftschlüssige Kettenspann-
vorrichtung ([39])

Der Druck kann entweder durch Federvorspannung (Waffenträger Wiesel), eine Fettfüllung (MTW M 113) oder aber durch Hydrauliköl (Jagdpanzer Jaguar, Abb. 5.10) übertragen werden. Die letztere Lösung hat zunächst den Vorteil, dass die Kettenspannung konstruktiv durch Druckspeicher bzw. -begrenzungsventile geregelt wird, d.h. gleichmäßiger ist und dass beim Jagdpanzer Jaguar die Spannvorrichtung in das gesamte Hydrauliksystem des Fahrzeugs integriert ist. Im Fahrbetrieb treten jedoch, wie auch bei der Lösung mit der Federvorspannung, gravierende Nachteile dieser Lösung auf. Setzt sich ein Zwischenstoff zwischen Leitrad und Kette, so muss aufgrund der Inkompressibilität des Öls der Druck auf den zulässigen Wert abgebaut werden. Es stellt sich ein neuer Zustand bei etwas abgehobener Kette ein. Bei sehr klebrigem und widerstandsfähigem Boden, sowie auf Nassschnee (Abb. 5.11), kann damit die Führung der Kette verschlechtert werden, so dass ein Lenkvorgang zum seitlichen Abwerfen der Kette führt. Außerdem kann eindringende Feuchtigkeit zu Korrosion der Zylinderwände, damit zu schlechter werdender Abdichtung und einer Gleitbehinderung des Kolbens führen.

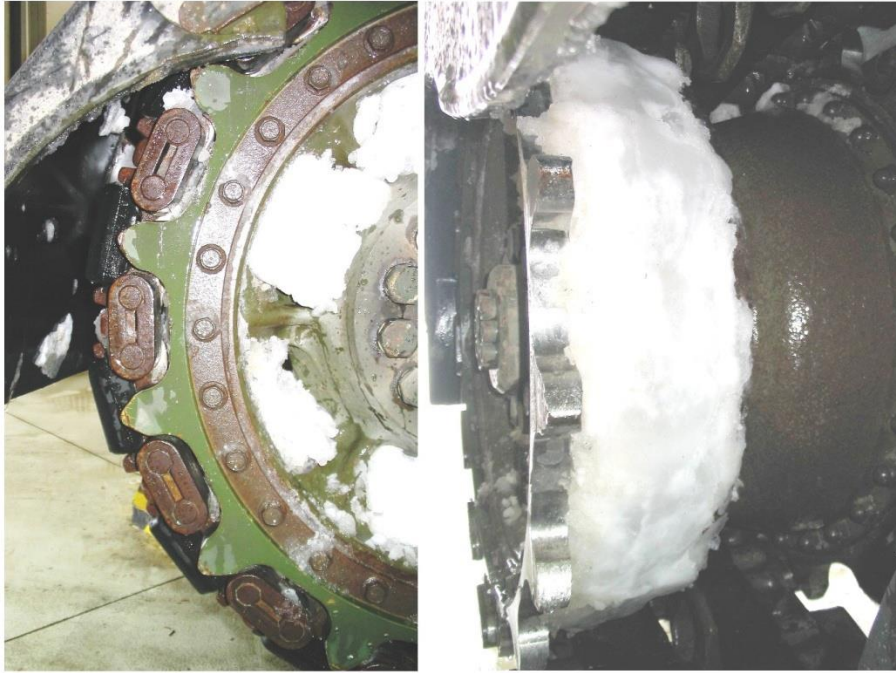


Abb. 5.11: Kraftschlüssige Kettenspannvorrichtung: Abheben der Kette bei nassem Schnee

5.2.2.3 Laufrollen und Schwingarme (Tragarme)

Das System Laufrolle-Schwingarm hat die Aufgabe, Gewicht- und Seitenkräfte des Fahrzeugaufbaus auf die Kette zu übertragen und dabei Stöße auf Federung und Dämpfer zu leiten.

Die *Laufrollen/-räder* werden einzeln oder paarweise angeordnet. Die Führung erfolgt im ersten Fall durch Führungsstege links und rechts an den Laufrollen/-räderflanken, im zweiten, der bei Kettenfahrzeugen gebräuchlicher ist, greifen Führungsstege in den Zwischenraum beider Einzellaufrollen/-räder. Es hat sich ergeben, dass für eine ausreichende Seitenführung die Kontur der Laufrolle/des Laufrades mindestens drei Führungszähne erfassen sollte (in der Seitenansicht des Fahrzeugs gesehen, Abb. 5.12). Steilere Zahnflanken (in der Frontansicht) sind bezüglich des Aufkletterns der Laufrollen/-räder, Umlenkrollen und Triebräder sicherer als flache Zahnflanken. Höhere Führungszähne sind ebenfalls günstiger, wobei die maximale Höhe durch die Größe von Umlenkrolle und Triebad bestimmt wird.

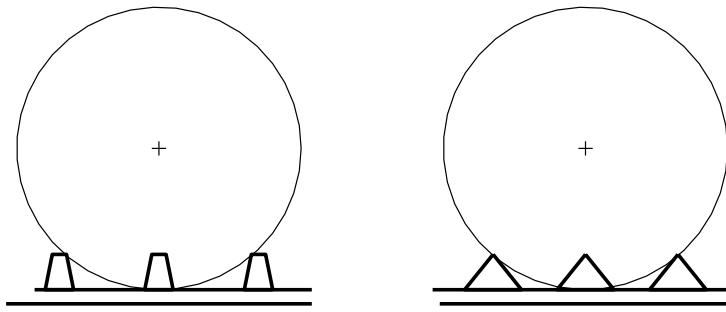


Abb. 5.12: Maximaler Abstand der Führungsstege (-zähne)

Der Laufrollen-/raddurchmesser richtet sich letztendlich nach der Größe und nach dem Einsatzzweck des Fahrzeugs. Ihre Größe wird festgelegt durch:

- die erforderliche Steifigkeit in Querrichtung,
- die Belastung in Vertikalrichtung,
- die erreichbare Höchstgeschwindigkeit und
- die Begrenzung der ungefederten Massen.

Grundsätzlich (vergl. Kapitel 5.2.1) sind große Laufrollen/-räder schwerer und lassen geometrisch bedingt geringere Federwege zu. Sie führen zu geringeren Rollwiderständen im Laufwerk (F_{roll}) als kleine, außerdem kann man für sie eine bessere Selbstreinigung, ein insgesamt geringeres Laufwerksgewicht und eine höhere Belastbarkeit anführen. Für Kampfpanzer findet man bei Stützrollenlaufwerken Durchmesser von > 600 mm bis ca. 800 mm und bei Räderlaufwerken Durchmesser meistens > 800 mm.

Als Werkstoffe werden vorwiegend Stahl- oder Aluminiumlegierungen (gegossen oder geschmiedet) verwendet. Auch Magnesium und Kunststoffe wurden hierfür untersucht, ohne allerdings in die Serie Eingang zu finden. Die Leichtmetalle versprechen geringeres Gewicht. Durch die hohen Belastungsanforderungen wird dieses Ziel allerdings wieder stark relativiert. Man rechnet dazu für eine Laufrolle/ein Laufrad in Seitenrichtung etwa mit einem Faktor von 7 der mittleren, statischen Last einer Laufrollen-/radstation, und [30] gibt für die Hochrichtung $1,7 \cdot F_G/2$ an (Einzelhindernis bei Geländefahrt). In Deutschland wird der Stahl wegen seines besseren Verschleißverhaltens und der einfacheren Fertigung als Werkstoff für die Laufrollen wieder in Erwägung gezogen.

Um den oben angesprochenen Verschleiß beim seitlichen Anlaufen durch die Kettenführungs-zähne gering zu halten, sind die Anlaufflächen der Stahllaufrollen/-räder gehärtet oder mit einer harten Schutzschicht versehen. Letzteres gilt besonders für die

Leichtmetalllaufrollen/-räder. Hier wird entweder eine harte Oxid- oder Karbidschicht thermisch aufgespritzt und entsprechend auf Maß gedreht (z.B. beim KPz Leopard Vollmaterial geschmiedet oder Abb. 5.13) oder ein Stahlanlaufring (z.B. KPz T 72) aufgeschrumpft, geschraubt oder mit eingegossen. Aluminiumlaufrollen/-räder besitzen bezüglich der Wärmeabfuhr ein günstigeres Verhalten als Stahlausführungen.



Abb. 5.13:

Hohlgegossene Leichtmetalllaufrolle mit aufgespritztem Flankenschutz (ca. 10 % geringeres Gewicht, Wandung hier zu dünn gegenüber Steinen, Geröll)

Eine weitere Maßnahme gegen den Verschleiß sind Gummibandagen auf dem Umfang, deren Hauptaufgabe allerdings der Abbau laufwerksbedingter Schwingungen ist. Dadurch werden Besatzung und Geräte im Fahrzeug entlastet. Sie tragen aber auch zur Straßenschonung bei. Stahllaufrollen/-räder sind zwar insgesamt verschleißfester und verdrängen Zwischenmedien besser aus dem Laufwerk, können aber bezüglich des Abbaus der Schwingungen nicht überzeugen. Auch Gummilagen - unterhalb ihrer Lauffläche integriert - schaffen hier nur ungenügend Abhilfe, so dass sich die äußeren Gummibandagen durchgesetzt haben.

Dabei sind die Bandagen entweder unmittelbar auf die Laufrolle aufvulkanisiert oder auf einen Ring, der mit der Felge verschraubt ist. Die Bandagen sind bei Fahrt im Gelände größtem Verschleiß ausgesetzt. Dabei sind zulässige Grenzen vorzugeben, wenn entweder eine Ablösung auf einer bestimmten Tiefe oder größere Ausbrechungen am Umfang aufgetreten sind, da wegfliegende Teile oder das Ablösen der gesamten Bandage die Verkehrssicherheit erheblich beeinträchtigt.

Amerikanische Untersuchungen haben ergeben, dass die Bandagen wegen der Walkarbeit nicht zu voluminös sein dürfen. Es werden Bandagenbreiten von 150 bis

180 mm und Dicken von 34 bis 41 mm abhängig von der Fahrzeuggröße empfohlen. Für die Bandagendicke hat sich als Kompromiss (Verschleiß, Walken) ein Wert von ca. 40 mm heraus gestellt.

Als Maß für die Belastung der Gummibandagen wird in der Regel auf die Linienlast (Gewicht/Bandagenbreite) zurückgegriffen, wobei nur der Vergleich mit Fahrzeugen mit etwa gleichen Laufrollen-/raddurchmesser zulässig ist. Vergleicht man den KPz Leopard 2 A4 (Masse 55,2 t, Laufrollendurchmesser 700 mm, Bandagenbreite 125 mm) mit dem KPz T 72 (Masse 44,5 t, Laufrollendurchmesser 750 mm, Bandagenbreite 155 mm), so errechnet man Linienlasten von 154,7 kN/m bzw. 117,4 kN/m. Das bedeutet, dass die Bandagen des KPz Leopard 2 höher belastet sind, wobei noch die Beanspruchung durch das größere Geschwindigkeitsniveau hinzukommt. Den Verschleiß der Gummibandagen kann man generell durch die entsprechende Wahl der Gummimischung und Abweiser im Laufwerk mindern. Letztere verhindern weitgehend, dass Schlamm, Steine usw. an bzw. in die Laufrollen/-räder gelangen. Auch nicht zu steile und zu scharfe Konturen des Bandagenquerschnitts sind hierbei von Vorteil. Darüber hinaus ist zu beachten, dass eine längere Lagerung der Laufrollen/-räder in den Depots, nicht abgedeckt (z.B. in Gitterboxen) im Freien, durch die Ozonwirkung und Sonneneinstrahlung zur Versprödung des Gummiwerkstoffs führt. Die Ozonschutzwachse für die Lagerung können ihre Schutzfunktion bei solchen Bedingungen nur zeitlich begrenzt erfüllen (für die Haltbarkeit bei optimalen Lagerbedingungen werden ca. 5 bis 7 Jahre angegeben).

Die Laufrollen/-räder werden üblicherweise an *Schwingarmen* (Längslenkern, Tragarmen) geführt. Diese Radaufhängung führt prinzipbedingt (ohne großen konstruktiven Aufwand) bei der Federbewegung zunächst zu einer Spurführung ohne Spurweitenänderung, welche die Entgleisungsgefahr erhöhen würde (vergl. unten).

Die Schwingarme sind höchstbeanspruchte Bauteile, da sie auf Biegung und Torsion beansprucht werden und im Fall der Drehstabfederung das Torsionsfedermoment abstützen müssen.

Dabei wirken die Radlasten F_Q (Hochkräfte statisch und dynamisch) und Seitenkräfte F_s (Abb. 5.14). Zusätzliche Hochkräfte werden eingeleitet, wenn die ggf. vorhandene Zusatzfeder nach entsprechendem Einfederweg beansprucht wird und im Extremfall der Schwingarm gegen den Endanschlag (Hartanschlag, Durchschlagen der Federung) gedrückt wird. Auch die Einleitung der Dämpferkraft durch einen Teleskopdämpfer wirkt hier abhängig von der installierten Dämpferkennlinie. Ein um das Schwingenlager angeordneter Rotationsdämpfer (wie beim KPz Leopard 2) belastet den Schwingarm entsprechend über seine gesamte Länge.

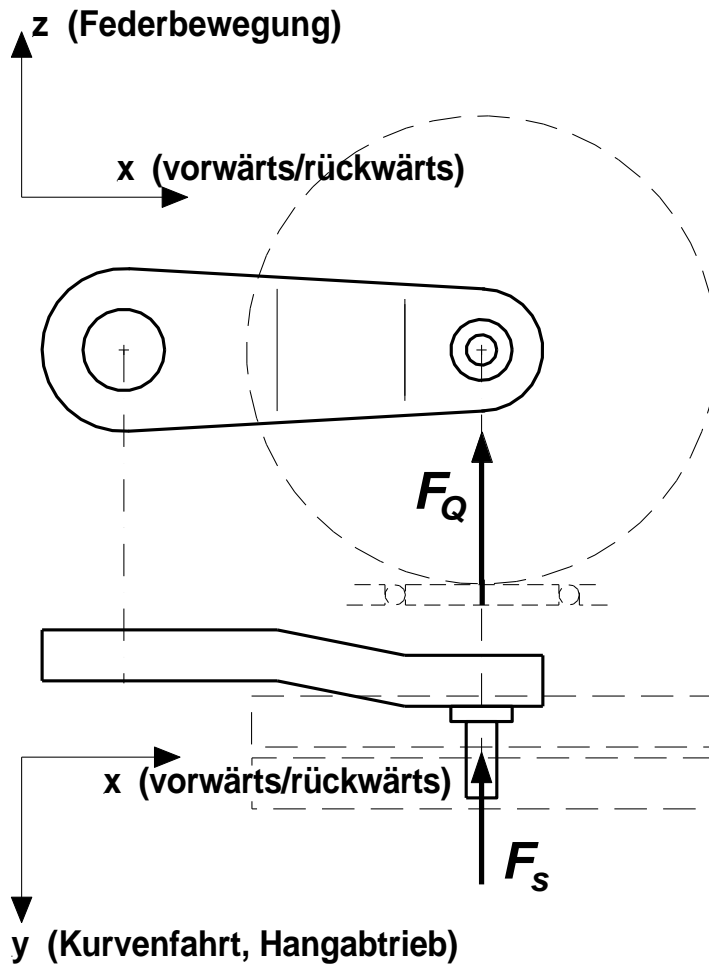


Abb. 5.14: Belastung der Schwingarme (ohne Maßstab)

Die Lager der Laufrollen/-räder werden durch diese Kräfte mit ihren Hebelarmen gleichermaßen beansprucht.

Die Biegebeanspruchung wird zum einen um die y -Achse durch die Radlasten und zum anderen um die z -Achse durch die Seitenkräfte erzeugt. Die Torsionsmomente entstehen einerseits durch die Hochkräfte und andererseits durch die Seitenkräfte (Hebel: Laufrollen-/radradius plus Kettendicke). Die Größe der Momente wird durch die evtl. vorhandene Kröpfung, die zur Verkürzung des Laufrollen-/radlagerzapfens mit dem Ziel der Verringerung der Biegebelastung vorgesehen wird, beeinflusst.

Es entstehen elastische Verformungen, wobei besonders die durch die Torsionsbelastung hervorgerufenen von Interesse sind. Sie führen dazu, dass die Laufrollen/-räder unter einem negativen Sturz laufen (Abb. 5.15). Dieser Effekt kann sich bei im Verhältnis zum Fahrzeuggewicht dünnen Seitenwänden der Panzerwannen noch verstärken, ebenso durch eine leichte Auslegung der Schwingarmlagerung und Laufrollen.

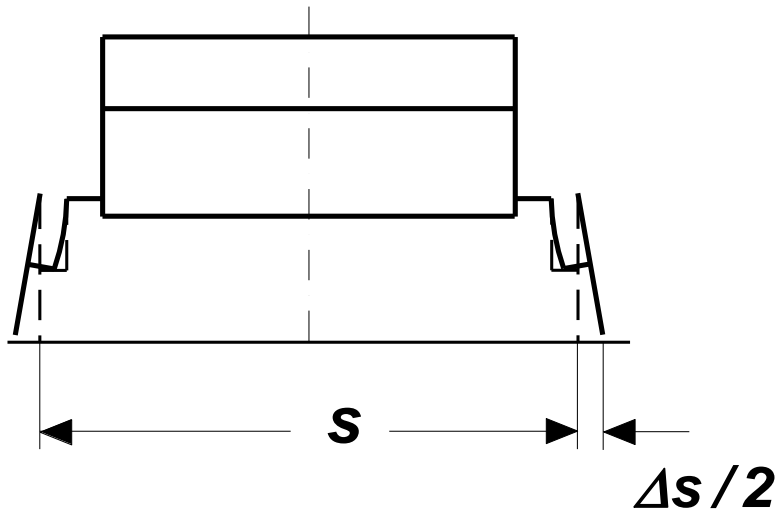


Abb. 5.15: Negativer Sturz durch die Schwingarmverformung (Prinzipische Skizze)

Der negative Sturz lässt sich auch am stärkeren Verschleiß der der Wanne zugewandten Kettenseite erkennen. Durch den negativen Sturz ergeben sich bei der Federbewegung bogenförmige Raderhebungskurven und damit Spurweitenänderungen Δs . Die damit einhergehende Änderung der Bodenfreiheit ist in ihrer Auswirkung vernachlässigbar. Die Spurweitenänderungen $\Delta s/2$ (siehe Abb. 5.15) bedeuten zusätzlichen Verschleiß an den Anlaufflanken der Laufrollen/-räder. Sie sollen sich deshalb dabei nur im Rahmen des Spiels zwischen den Laufrollen/-radanlaufflächen und den Führungszähnen der Ketten (bei deutschen KPz ca. 4 bis 5 mm) bewegen. Auch Lagerspiele sind deshalb zu vermeiden. Außerdem werden durch die Schrägstellung der Laufrollen/-räder diese vor allem auf der dem Fahrzeug zugewandten Seite stärker belastet und verschlissen. Die Kettenglieder und besonders die Kettenpolster laufen schräg ab. Der negative Sturz lässt sich verringern, wenn, ähnlich den Radfahrzeugen, der Laufrolle/dem Laufrad ein leichter positiver Sturz in der statischen Lage gegeben wird. Eine Konstruktion, die einen Sturz verhindert, baut zu schwer. Weiterhin sind torsionssteife Konstruktionen des Schwingarms zu bevorzugen. Es bieten sich hier runde Hohlprofile an, die zudem gegenüber den Vollprofilen das Laufwerksgewicht reduzieren helfen. Die in Abb. 5.16 dargestellte Zwangssteuerung durch eine Führung ist eher eine Notlösung.



Abb. 5.16: Sicherung gegen Schwingarmverformung

Der negative Sturz erzeugt eine Schubkraft auf die Kette nach außen. Diese bewirkt eine Krümmung der Kette in der Kettenauflage im Rahmen des Ketteneigenkrümmungsradius R_K abhängig von der Lastverteilung des Fahrzeugs. Die Richtung dieser Krümmung ist mit der durch die asymmetrische Anordnung der Kettenspanner identisch (vergl. Kapitel 5.2.2.2). Der Krümmungsverlauf deckt sich im hinteren Teil der Ketten mit dem durch die Wendewiderstände erzeugten (vergl. Kapitel 2.3.7.3 mit Abb. 2.64). Beim Eingriff der Triebzahnverzahnung an der Außenseite der Ketten (vergl. z.B. Abb. 5.11) wird durch die Krümmung der Kette die Reibung zwischen Kettenglied und der Innenseite der fahrzeugäußeren Triebzahnverzahnung erhöht. Das führt zu erhöhtem Verschleiß.

Der negative Sturz und die bisher besprochenen Belastungen der Kette (Zusammenfassung in Abb. 5.17, nicht eingezeichnet sind die Radlasten F_Q und Laufwerkswiderstände F_{wi}), bzw. im Zusammenhang mit diesen, können das Entgleisen (Ausspuren) der Kette bei Kurvenfahrt begünstigen.

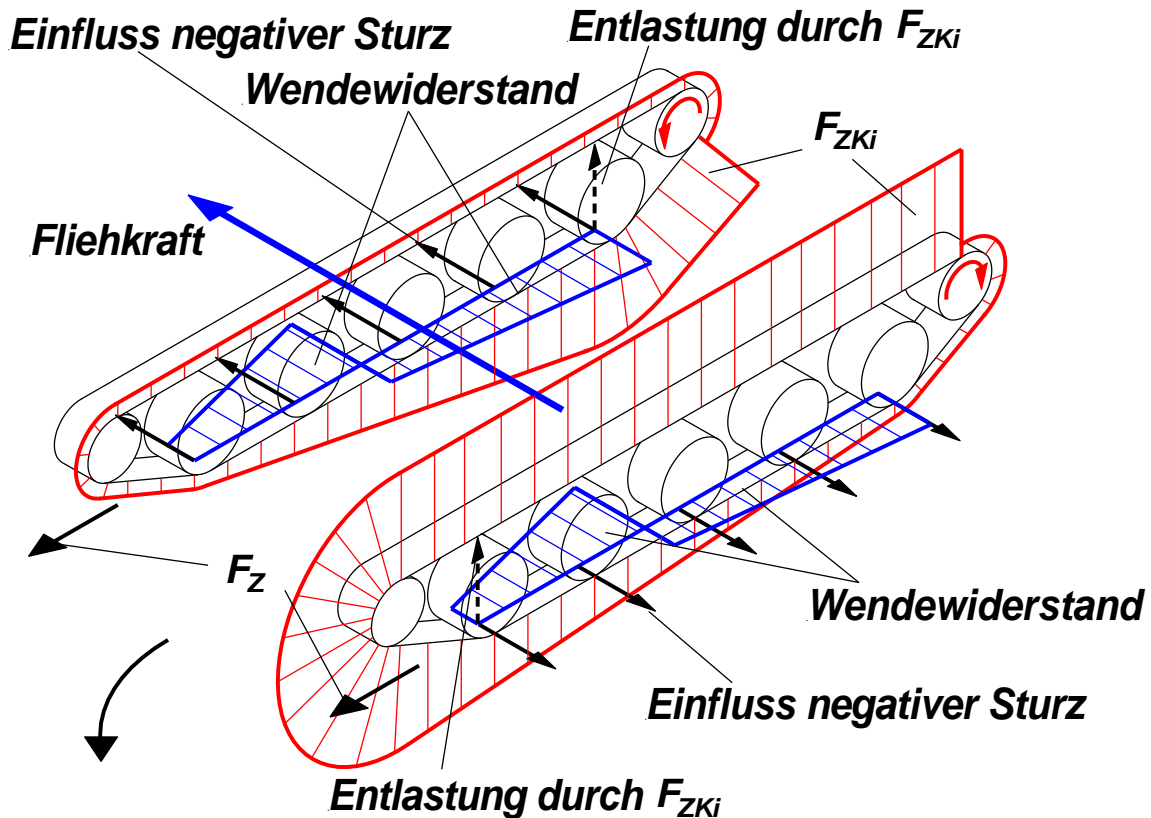


Abb. 5.17: Kräfte im Laufwerk (ohne Maßstab; Radlasten, Laufwerkswiderstände nicht eingezeichnet; Prinzipskizze)

5.2.2.4 Stützrollen

Stützrollen haben die Aufgabe, das obere Kettentrum zu tragen, ohne dass ein Schlagen (siehe auch Kapitel 5.2.1) der Kette auftritt. Sie sind entweder, ähnlich den Laufrollen, paarweise angeordnet oder nur wechselweise vor oder hinter dem Mittelführungssteg. Letztere Anordnung vermindert Schwingungen des Kettentrums, indem durch diese Anordnung die transversale in eine Torsionsschwingung umgewandelt und damit der Schwingung Energie entzogen wird. Der Abstand der Stützrollen ist unregelmäßig, um den Aufbau stehender Wellen in der Kette zu vermeiden. Eine aufwändigere Lösung sind hier federnd gelagerte Stützrollen. Sie sind dabei auf wannenfesten Achsstummeln gelagert. Da Stützrollen im Durchmesser geringer als Laufrollen/-räder sind, sind ihre Lager drehzahlmäßig stärker belastet, dagegen müssen sie nur das obere Kettentrum, d.h. etwa ein Drittel des Kettengewichts abstützen.

5.2.2.5 Gleisketten

Die Aufgaben der Gleisketten sind im Wesentlichen, die Tragfähigkeit des Bodens mit entsprechendem Bodendruck zu nutzen und die Traktion in Längs- und Seitenrichtung sicherzustellen (vergl. Kapitel 2.1).

Man kann grundsätzlich zwei Kettenarten für Kettenfahrzeuge unterscheiden, die Gleiskette mit Einzelkettengliedern (Gliederkette) und die weniger gebräuchliche Bandkette (Endlos- oder geteilte Kette). Die Ketten mit Einzelkettengliedern werden als Scharnierkette oder Verbinderkette ausgeführt (vergl. Kapitel 2.2.2.1).

Die Belastungen, denen die Gleiskette standhalten muss, sind auch die, die das Laufwerk fordern und in Kapitel 5.1.1 bereits aufgezählt sind. Zunächst einmal muss die Kette die Antriebskräfte und Kettenspannung aufnehmen, wobei die Kettenglieder und -bolzen zwischen den Triebkränzen auf Biegung in Richtung Antriebsnabe beansprucht werden. Dem wird die Biegung überlagert, die bei Einleitung der Kräfte durch die Triebzähne entstehen (vergl. auch unten). Dazu kommen die Einwirkungen von außen. In Extremsituationen, wie bei einer Vollbremsung und beim Überfahren von Einzelhindernissen, muss die gesamte Zugkraft in der Kette nur von wenigen Kettengliedern und ihren Verbindungen aufgenommen werden.

Eine kritische Belastung durch Hochkräfte stellt auch die einseitige Abstützung der Kette an einem Hindernis dar (siehe Abb. 5.18). Die Kette wird um ihre Längsachse (x -Achse) verdreht und das Kettenglied und bei der Scharnier- bzw. Verbinderkette ggf. der /die Kettenbolzen auf Biegung beansprucht.

Die innere Kettenzugkraft F_{ZKi} (vergl. Kapitel 2.2.2.3.1) belastet die Bolzenlagerungen und erzeugt ein Biegemoment auf die Kettenbolzen, das beim Zahneingriff mit der vollen Triebkraft F_{ZT} seinen größten Wert erreicht.

Die Größe der Seitenkräfte, die auf die Kette wirken, wird auf fester Fahrbahn durch die von der Kombination Kette/Fahrbahnoberfläche bestimmte Kettengriffigkeit vorgegeben. Im Gelände können die Seitenkräfte allerdings - wie oben schon erwähnt - erheblich höhere Werte annehmen.

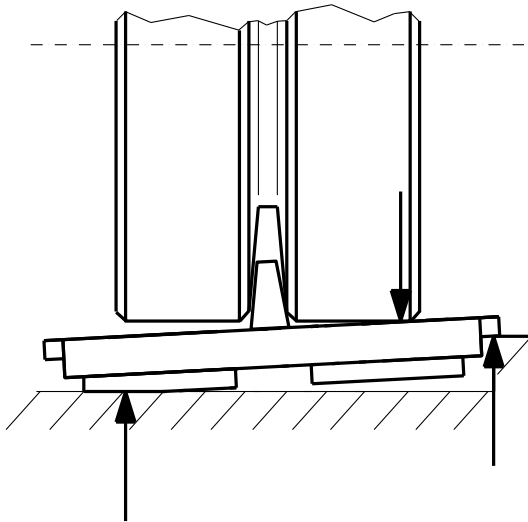


Abb. 5.18:
Einseitige Belastung bei Befahren eines Hindernisses (ohne Maßstab)

Eine weitere Belastung für die Gleiskette resultiert aus den im Laufwerk angeregten *Schwingungen* (vergl. auch [37]).

Da ist zunächst die Anregung durch das *Überrollen der Kettengelenke* (Spalten, Fugen) durch die Laufrollen/-räder, was Stöße erzeugt. Das in Kapitel 2.1 beschriebene „Atmen“ der Kette unterstützt diese Schwingungsanregung, wobei die Greifer- bzw. Gummipolsterkanten beim Auftreffen auf die Fahrbahn einen zusätzlichen Einfluss haben.

Die zweite Ursache für die Schwingungsanregung ist der sogenannte *Polygoneffekt* durch das Triebrad, wobei sich die vom Triebad in die Kette eingeleitete Kraft und Geschwindigkeit mit der Drehzahl periodisch ändert. Der Polygoneffekt hat den größten Anteil an der Schwingungsanregung durch das Laufwerk. Das Triebad ist kein Zahnrad, sondern ist auf Grund der Kettengliedlänge (Kettenteilung) ein Polygon.

Eine Quelle für den Polygoneffekt ist die Änderung des wirksamen Hebels um Δr_T für das Triebadmoment beim Eingriff des Triebades in die Kette (Abb. 5.19 von Stellung a = erster Zahneingriff nach Stellung b), was zu einer ungleichförmigen Einleitung der Triebadkraft in die Kette führt. Die Änderung des Radius um Δr_T ist auch mit einer ungleichförmigen Geschwindigkeitseinleitung in die Kette verbunden.

Zu berücksichtigen ist ferner, dass bei der Einlaufbewegung des Kettenbolzens in das Triebad dieser dem Polygon entsprechend eine Geschwindigkeitskomponente senkrecht zur Zugrichtung der Triebadkraft hat. Das Triebad erzeugt dabei aber am Kettenbolzen eine Geschwindigkeit entgegengesetzt zu dieser Komponente. Damit kommt es ebenfalls zu einer stoßförmigen Krafteinleitung. Der Kettenbolzen schlägt in die Zahnmulde.

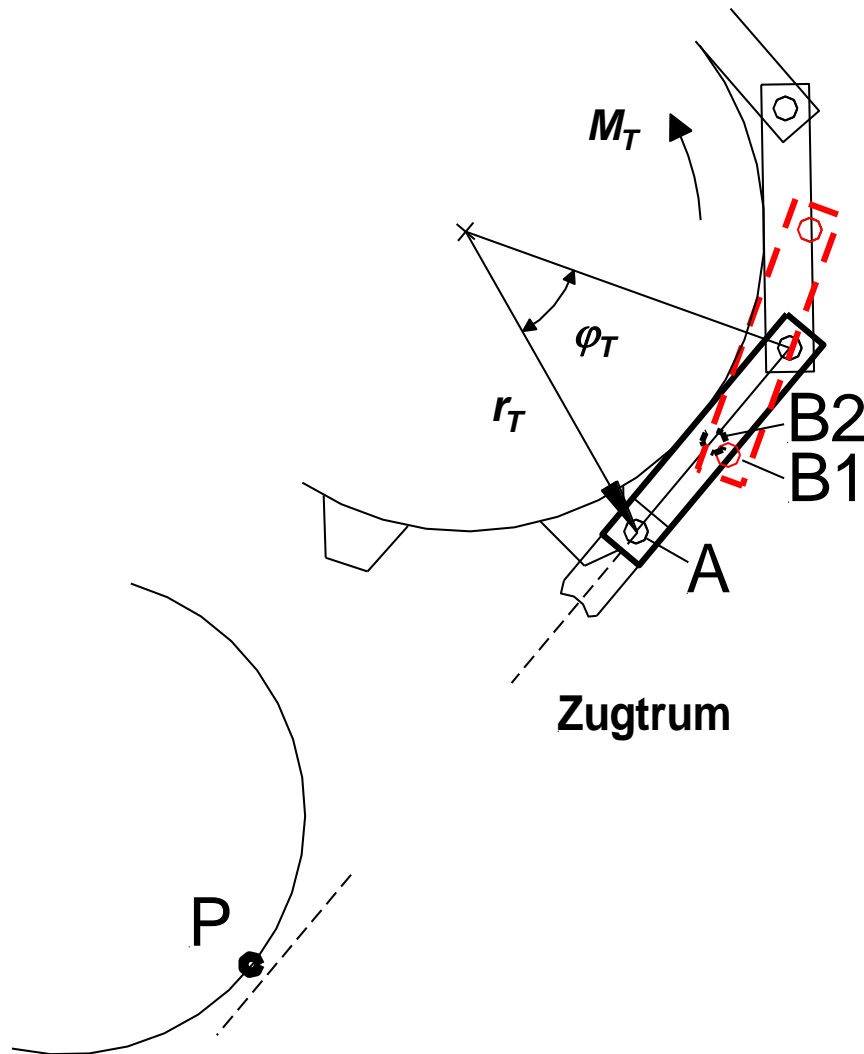


Abb. 5.20: Polygoneffekt: Längenänderung (Beispiel: Heckantrieb; vergl. [37])

Längenänderungen erfährt die Gleiskette auch beim Überfahren von Bodenerhebungen bzw. Hindernissen. Es muss dann ein entsprechender Längenausgleich gewährleistet werden, der sich durch gefederte Umlenkrollen und/oder durch das Einfedern der benachbarten Laufrollen mit den entsprechenden Beschleunigungen ergeben kann. Es entstehen zusätzliche Relativbewegungen zwischen den Ketten und Boden, was zu der Staumentwicklung auf trockenen Böden führt. Durch Maßnahmen zur Erhöhung der Kettengriffigkeit μ_R z.B. mittels Schneegreifer darf diese Relativbewegung nicht wesentlich beeinträchtigt werden, weshalb sie nur in größeren Abständen montiert werden sollten.

Bei der Scharnier- und der Verbinderkette werden die Grundkörper der *Kettenglieder* in Stahl in geschmiedeter, meistens in gegossener Form verwendet. Das Schmieden

lässt eine geringere Gestaltungsfreiheit zu. Hartgelötete oder geschweißte Kettengliedkörper, mit dem Ziel der Gewichtsreduzierung, findet zur Zeit langsam Eingang in die Massenfertigung. Zur Gewichtsreduzierung werden heute die Kettenglieder als Rohrkörper ausgeführt. Wie in Kapitel 5.2.2.3 bei den Laufrollen schon angedeutet, haben sich Gewichtsreduzierungen durch den Einsatz von Leichtmetalllegierungen auf Grund der Festigkeitsanforderungen und wohl auch wegen der Sprödigkeit so gut wie nicht ergeben. Außerdem erkaufte man sich dabei ein schlechteres Verschleißverhalten. Der Einsatz von Kunststoffen ist nach dem derzeitigen Erkenntnisstand im militärischen Einsatz nicht vertretbar. Eine Gewichtsreduzierung erscheint auch möglich, wenn bei der Auslegung statt der oben aufgeführten Extrembelastungen die realen Fahrverhältnisse erfasst und zu Grunde gelegt werden können.

Die straßenschonende Bauweise durch Gummilaufflächen an den Scharnier- und Verbinderketten hat sich mittlerweile weitgehend durchgesetzt, und zwar mittels auswechselbarer Laufpolster (vergl. Abb. 5.22, 5.25). Die komplette Einvulkanisierung der Kettenglieder in Gummi (vergl. Abb. 5.26) wurde aufgegeben, da mit verschlissener Gummilauffläche das gesamte Kettenglied ausgetauscht werden musste. Die Laufleistungen waren zu gering. Die Gummipolster werden wegen der längeren Lebensdauer (Laufleistung) der Gleisketten auch im Einsatz verwendet, was auch die Nachschubwege schont. In den Kettengliedkörper einschiebbare Kettenpolster (wie in Abb. 5.25) haben sich gegenüber geschraubten als sicherer erwiesen, da sich die Verschraubungen durch die Vibrationen während des Betriebes lösen können. Die Polster sind hoch belastet, auf fester Fahrbahn durch die hohen Pressungen (die Polsterfläche macht ca. 30 bis 40 % der Kettenfläche aus) und im Gelände durch Steine usw.. Die Polsterfläche kann sich durch den Zahneingriff in Fenstern zusätzlich verringern. Bezüglich der Laufruhe auf fester Fahrbahn sollten die vorderen und hinteren Kanten der Polster einen möglichst kleinen Hebel zu den Bolzenachsen haben und die Polsterabstände sollten - analog zur Kettenteilung - möglichst gering sein.

Auch für Baufahrzeuge gibt es auswechselbare Kettenpolster, die i.d.R. aufgeschraubt werden. Neben Gummi als Polstermaterial findet man hier auch Kunststoffe.

Es hat sich gezeigt, dass die Gummierung der Ketteninnenseite wenig zur Verbesserung der Laufleistung der Ketten und zur Laufruhe beiträgt. Eine Erhöhung des relativ kleinen inneren Rollwiderstandes F_{roll} ist aber zu verzeichnen, außerdem wird mit dem Verschleiß dieser Gummierung die Laufruhe verschlechtert.

5.2.2.5.1 Scharnierkette

Die Scharnierkette (Abb. 5.21) ist eine Gliederkette und entspricht in ihrer Funktion dem klassischen Scharnier, wie es bei Türen und Deckeln Verwendung findet. Es werden die benachbarten Kettenglieder durch einen Bolzen (Kettenbolzen) miteinander, gegeneinander beweglich verbunden.

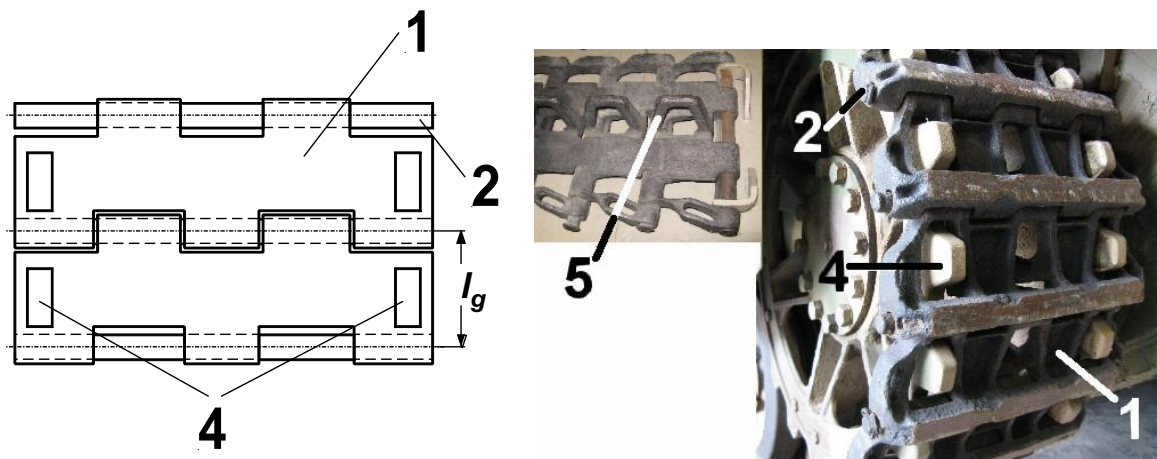


Abb. 5.21: Scharnierkette (1: Kettenglied, 2: Kettenbolzen, 4: Triebradeingriff in Fenster, 5: Mittenführung, l_g : Kettenteilung)

Zu den Scharnierketten zählt letztendlich auch die in der Anfangsphase der Panzerentwicklung und heute bei Baumaschinen gebräuchliche Plattenkette, bei der zunächst die tragende Platte (in der Regel mit entsprechendem/n Greifer/n) mit dem Scharnierkörper vernietet war.

Die Kettenbolzen werden in die Augen der Kettenglieder eingeschoben und

- trocken
- in Gummi (torsionsvorgespannt)
- geschmiert und in Wälzlagern oder
- geschmiert (hydrodynamisch)

gelagert.

In den Fällen des dritten und vierten Spiegelstrichs sind die Lager entsprechend abgedichtet.

Die wälzgelagerte Ausführung (Abb. 5.22) fand lediglich bei den deutschen Halbkettenfahrzeugen (bis 18 t Gesamtmasse) in der 1930 und 40er Jahren Verwendung. Die

Konstruktion ist aufwändig und relativ schwer. Der Platzbedarf für die Bolzenlagerung ist entsprechend groß. Die Wälzlager werden beim Kettenumlauf nicht auf ihrem gesamten Umfang belastet, was den Verschleiß begünstigt.

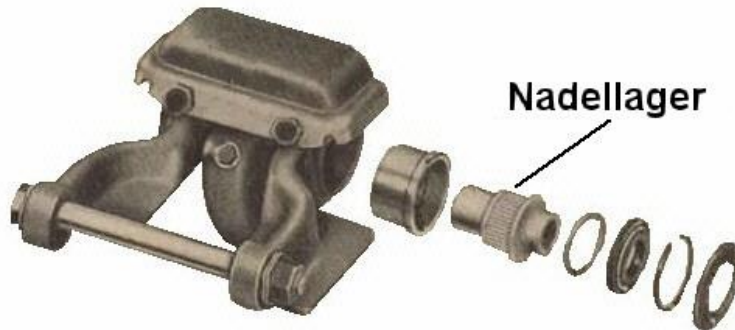


Abb. 5.22: Scharnierkette mit Wälzlagern

Die (hydrodynamisch) geschmierte Art ist nicht ganz so aufwändig gebaut und findet im Baumaschinensektor Anwendung. Der Raumbedarf für die Bolzenlagerung ist auch hier groß.

Die einfachste und leichteste, heute immer weniger verwendete Bauart ist die mit den trocken gelagerten Kettenbolzen. Hier ist der Verschleiß am größten, da sich Metall auf Metall mit Zwischenmedien (Sand usw.) bewegt. Man rechnet mit einer Laufleistung bei schweren Fahrzeugen im Bereich bis etwa 1500 km.

Mit der Scharnierkette mit den in Gummi (Gummiringe, siehe unten Kapitel 5.2.2.5.2) gelagerten Kettenbolzen lassen sich heute Laufleistungen von 6000 km und mehr erreichen. Zur Zeit findet man sie bei den russischen Kampfpanzern (GMG-Kette = Gummi-Metall-Gelenk-Kette, Abb. 5.23).

Bei dieser Konstruktion wird in den Kettenaugen eine Metallhülse mit mehreckigem Profil (sechs- oder achteckig) in Gummi gelagert. Der entsprechend mehreckig geformte Kettenbolzen wird in die Metallhülsen gesteckt. Mit Hilfe des mehreckigen Profils von Hülse und Kettenbolzen lassen sich die Kettenglieder gegeneinander unter einem entsprechenden Winkel montieren, so dass sich in gestreckter Lage der Kette eine Vorspannung des Gummis ergibt (torsionsvorgespannte Kette). Durch den Vorspannwinkel (siehe auch Kapitel 5.2.2.5.2 Verbinderkette, Abb. 5.25) wird der Knickwinkel beim Umlauf um das Laufwerk verringert und damit die Bolzenlagerung entlastet, die Betriebsfestigkeit erhöht. Die Größe des Vorspannwinkels wird so gewählt, dass die Vorspannung in der Gummilagerung beim Ein- bzw. Auflaufen in das Trieb-

rad bzw. die Umlenkrolle möglichst klein ist. Durch das Gummi werden die Lager abgedichtet, so dass der Verschleiß verringert wird. Zwischen den Kettenbolzen und den Metallhülsen ist er allerdings nicht völlig auszuschließen. Weiterhin ist das Laufwerk leiser und ein Teil der Knickenergie in den Kettengelenken lässt sich zurückgewinnen.



Abb. 5.23: Torsionsvorgespannte Scharnierkette (GMG-Kette; 1: Metallhülse, 2: Gummiringe, 3.: Kettenbolzen, 4: Mittenführung)

Die Kettenbolzen werden gegen das Herausrutschen aus den Lagern gesichert, z.B. durch Verschraubung, Splinte oder Federstifte. Die einfachste Art bei der Scharnierkette mit trocken gelagerten Bolzen ist die, dass eine Anlauffläche an der Wanne im Bereich der hinteren Kettenumlenkung beim Antriebsrad bzw. bei der Umlenkrolle die wandernden Kettenbolzen wieder in die Kettenglieder zurückdrückt (Abb. 5.24).

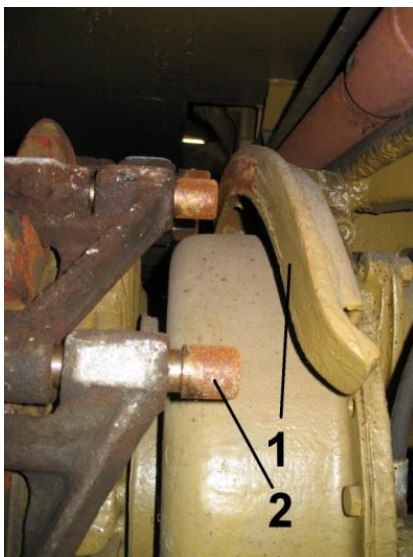


Abb. 5.24:
Scharnierkette mit Bolzenabweiser, trockene Lagerung
(1: Anlauffläche, 2: Kettenbolzen)

5.2.2.5.2 Verbinderkette

Die Verbinderkette (Abb. 5.25) ist mit zwei Kettenbolzen je Kettenglied bestückt, die in Gummiringen (Abb. 5.26) im Kettengliedkörper gelagert sind. Sie ist mit Hilfe dieser Gummiringe eine torsionsvorgespannte Kette. Die Kettenglieder werden mit den Verbindern (Endverbinder), bei breiteren Varianten zusätzlich mit dem Mittenverbinder miteinander verschraubt. Der Mittenverbinder übernimmt auch die Seitenführung gegenüber den Laufrollen/-rädern.

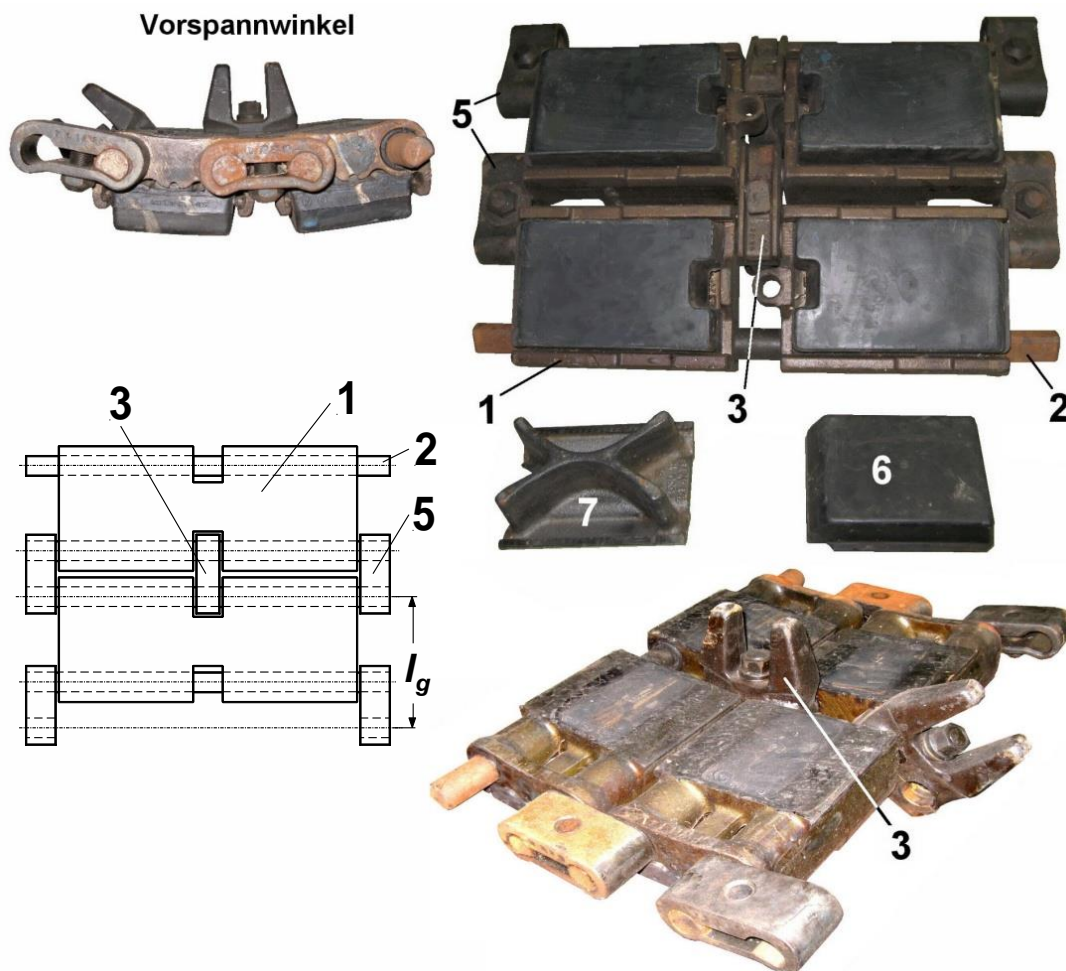


Abb. 5.25: Verbinderkette (1: Kettenglied, 2: Kettenbolzen, 3: Mittenverbinder/Seitenführung, 5: Verbinder, 6: Kettenpolster, 7: Schneegreifer, l_g : Kettenteilung)

Die Gummiringe, die entsprechend der Belastung dimensioniert sind, werden bei dieser Kette direkt auf die Kettenbolzen vulkanisiert (die aufwändige Konstruktion mit den Metallhülsen bei der Scharnierkette entfällt). Anschließend werden die Bolzen mit den Gummiringen in den Kettengliedkörper eingepresst (Abb. 5.26). Drahtstifte zwi-

schen Kettenbolzen und Kettengliedkörper gegen eine statische Aufladung werden dabei mitinstalliert.

Man erkennt, dass die Verbinderkette ca. 25 % schwerer ist als die Scharnierkette und grundsätzlich eine größere Teilung t aufweist. Das bedeutet, dass sie weniger laufruhig, aber für die Bodendruckverteilung günstiger ist. Durch die zwei Kettenbolzen pro Verbindung wird der Knickwinkel in den Gelenken beim Umlauf um das Laufwerk verringert (bei Triebrädern mit gerader Zähnezahl halbiert), was gegenüber der nicht torsionsvorgespannten Scharnierkette auch zu einer höheren Lebensdauer verhilft. Im Vergleich zur Scharnierkette kann für die Verbinderkette zudem die größere Lagerlänge der Kettenbolzen als Vorteil angeführt werden.



Abb. 5.26: Verbinderkette (1: Kettenglied, 2: Kettenbolzen, 6: Polster (hier: Gummi um gesamtes Kettenglied vulkanisiert), 8: Gummiringe)

Ein Nachteil der Verbinder liegt in der Kerbbelastung der Kettenbolzen an den Kanten zwischen Endverbinder und Kettengliedkörper und Mittenverbinder und Kettengliedkörper. Dies gilt besonders bei Eingriff der Triebradzähne an den Verbindern (vergl. Abb. 5.5 d)).

Verbesserung wird hier durch Härtung der Randzonen der Kettenbolzen erreicht.

Große Entlastung schafft auch der Zahneingriff in Fenster im Kettenglied (Abb. 5.27), was auch die Biegebelastung des Kettenbolzens senkt. Das gilt auch für die Scharnierkette (vergl. Abb. 5.21). Diese Anordnung hat zudem den Vorteil, dass wegen der geringeren Belastung die Bolzen mit kleinerem Durchmesser und die Verbinder leichter ausgeführt werden können.

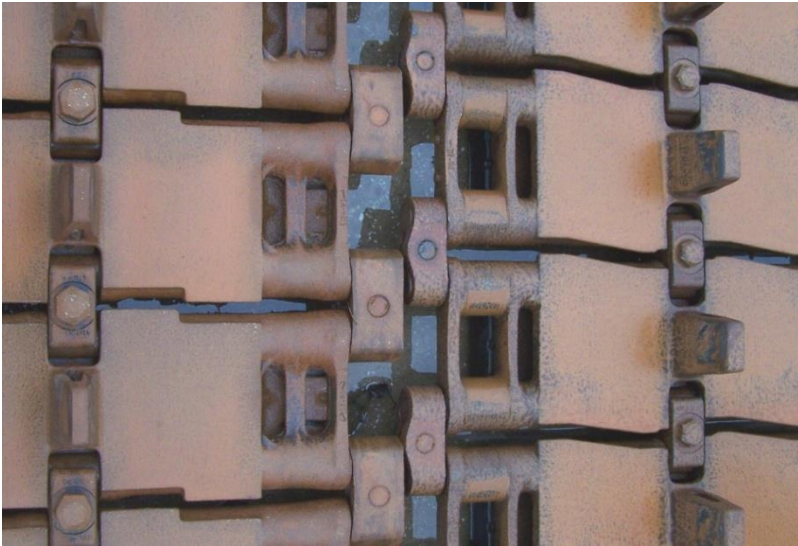


Abb. 5.27: Verbinderketten (links: Triebradeingriff an den Endverbindern, rechts: Triebradeingriff in Fenster)

Auch der Übergang zu Bolzen ohne Anfasungen zur exakten Montage des Vorspannwinkels (vergl. Abb. 5.25 oben links) ist hier von Vorteil. Statt der Anfasung gibt seitlich ein Stift die Montageposition vor (Abb. 5.28). Die Endverbinder haben über eine mit entsprechendem Drehmoment (bis an die Fließgrenze des Werkstoffs) angezogene Schraube kraftschlüssige Verbindung zu den Kettenbolzen, was sich in der Praxis als ausreichend erwiesen hat. Die Verbindung muss allerdings den Seitenkräften standhalten, die sich aus Situationen beim Bremsen und in der Kurvenfahrt ergeben können und sich dabei auf nur wenige bis einen Verbinder abstützen.

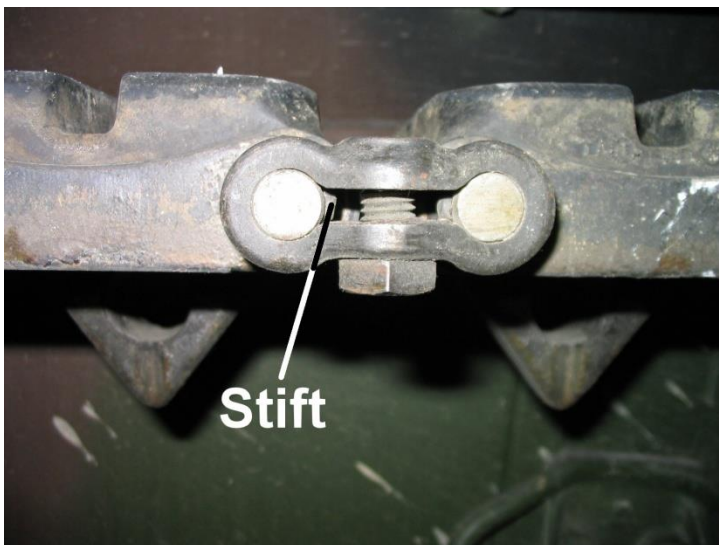


Abb. 5.28: Verbinderkette mit rundem Kettenbolzen

Es wurde auch untersucht, die Vorteile der Scharnierkette mit ihrer kleineren Teilung auf die Verbinderkette zu übertragen. Dazu gab es Truppenversuchen zu Beginn der 1980er Jahre. Bei dieser Kette haben die Kettenglieder nur noch einen in Gummi gelagerten Kettenbolzen. Dieser wird mit einem Verbinder mit dem benachbarten Kettenglied verbunden. Die Drehbewegung erfolgt, wie bei der Scharnierkette, nur um diesen einen Bolzen gegenüber der starren Anbindung an das benachbarte Kettenglied. Der Aufbau der Kette ist damit etwas komplexer und der Verschleiß bei der Abwinkelung der Kettenglieder gegeneinander entspricht dem der Scharnierkette. Eingeführt wurde dieser Kettentyp - in der Funktion ein Mittelding zwischen Scharnier- und Verbinderkette - bisher nicht.

5.2.2.5.3 Bandkette

Die Bandkette umfasst im Wesentlichen die Bauelemente

- Stahlseile oder Karkasse aus Stahlcord oder Textildcord zur Abstützung der Kräfte und
- einvulkanisierte Traversen (biegesteif aus Metall oder biegeweicher aus glasfaserverstärktem Kunststoff, ausgelegt auf mindestens das 4- bis 5-fache der Radlast), die die Laufrollenlasten, die Querkräfte und die Trieb- und Bremskräfte aufnehmen,
- die Gummiummantelung, deren Materialeigenschaften mit denen der Polster der Verbinderkette zu vergleichen sind, mit Polstern/Greiferelementen/ Profilierung zur Übertragung der Kräfte auf die Fahrbahn.

Den grundsätzlichen Aufbau der Bandkette zeigt Abb. 5.29.

Die Kette wird als Endloskette oder geteilte Kette gebaut. Bei letzterer werden die Enden durch Kettenschlösser in Scharnierform verbunden. Die geteilte Kette erreicht nicht die Festigkeitswerte der Endloskette.

Die Endlosketten eignen sich wegen der Handhabbarkeit und der übertragbaren Kräfte nur für leichtere Fahrzeuge (Angaben bis zu 17 t Fahrzeugmasse). Schwerere Fahrzeuge befinden sich in der Erprobung.

Für Fahrzeuge mit hohen Anforderungen im Einsatz (Gelände, Geschwindigkeit) sind Ketten mit Stahlseilen den Konstruktionen mit Karkassen vorzuziehen. Es hat sich gezeigt, dass dabei eine Führung der Seile durch die Traverse günstig ist. Das aber führt zur zusätzlichen Biegung der Seile an den Traversenkanten beim Umlauf um das Laufwerk. Eine entsprechende Gestaltung des Triebrades zur Minderung der Folgen dieses polygonen Umschlingungsverlaufes ist deshalb erforderlich. Bezüglich der Fes-

tigkeit ist die Ausführung mit einem spiralförmig um das Band gewickelten Seil besser als mehrere parallele und zusammengeschweißte Seile.

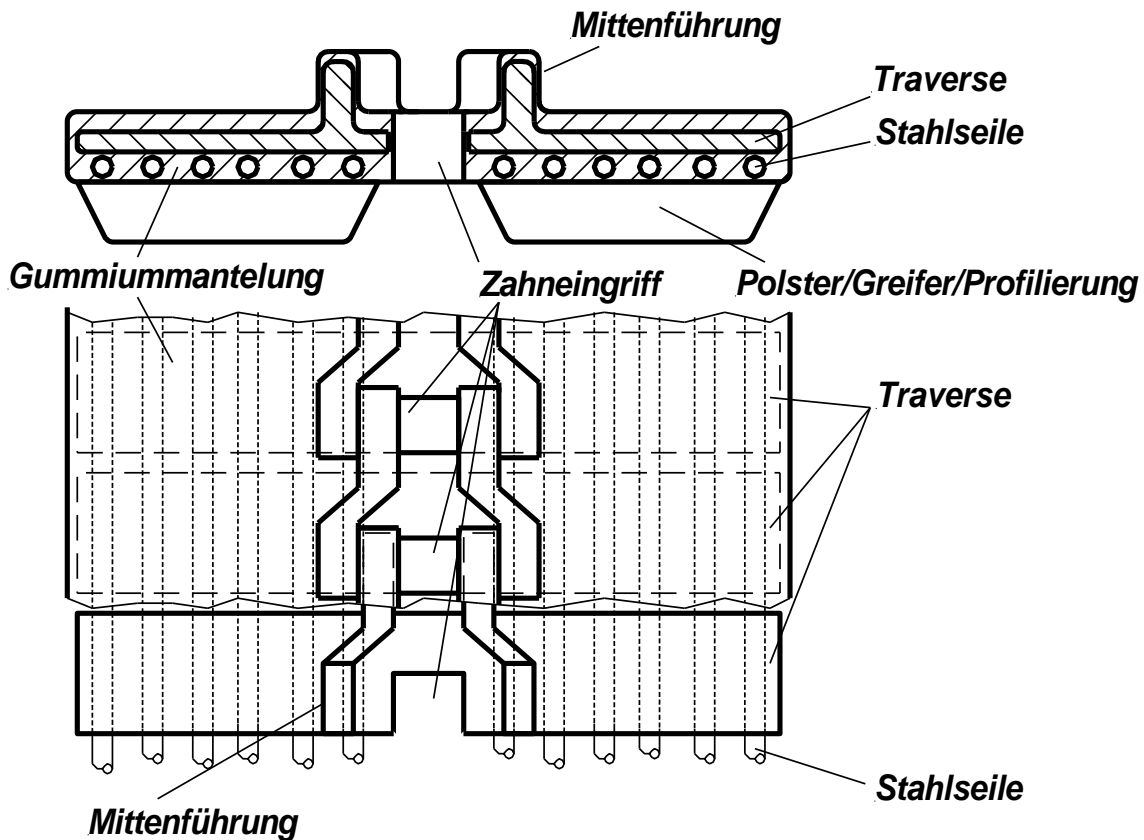


Abb. 5.29: Aufbau einer Bandkette mit Stahlseilen

Die Karkasskonstruktionen werden mit Stahl- oder Textilkorden ausgeführt. Textilkorde, die aus Polyamid/Polyester - auch mit Fiberglas verstärkt - bestehen, sind nicht so dehnungssteif wie die Stahlbauteile. Hier kann der Einsatz von Aramiden helfen, die allerdings gegen Stauchungen, enge Biegeradien eine gewisse Empfindlichkeit zeigen. Textilkorde werden bei Fahrzeugen mit weniger hohen Anforderungen bezüglich der Unebenheiten des Geländes und der Untergründe eingesetzt. Bei Ketten mit Textilkord findet man auch Ausführungen für den Einsatz auf weichen Untergründen, bei denen die Traversen auf der Außenseite gegen das Ausreißen mit entsprechenden Unterlegblechen und Hülsen aufgeschraubt sind.

Die Triebbradkräfte werden im Allgemeinen über Zahneingriffselemente in/an den Traversen eingeleitet. Bei land- und forstwirtschaftlich genutzten Fahrzeugen findet man

vereinzelt auch die kraftschlüssige Übertragung, bei der aber die nutzbare Reibung zwischen Antriebsrad und Kette durch feuchte Zwischenmedien erheblich begrenzt wird.

Die Ketten sind leichter als die Scharnier- und Verbinderketten. Gegenüber den heute verwendeten Verbinderketten kann mit etwa einem 50 % geringerem Gewicht gerechnet werden. Das bedeutet, dass der Laufwerkswiderstand F_{wi} und damit der Rollwiderstand F_R der Bandkette geringer ausfällt, wobei die Ausführungen mit Stahlseilen gegenüber den Ausführungen mit Karkassen hier Vorteile zeigen. Das beinhaltet auch eine geringere dynamische Kettenvorspannung T_{dyn} , wozu auch die kleinere Kettenteilung und die fehlende Torsionsvorspannung gegenüber der Verbinderkette beitragen. Die Spannung der Gummiummantelung wird aber gegenüber der nicht torsionsvorspannten Scharnierkette zu einer höheren dynamischen Kettenvorspannung führen. Die statische Kettenspannung T_{stat} muss wegen der geringeren Torsionssteifigkeit der Kette erheblich höher eingestellt werden. Dabei ist aber bei breiten Ketten zu beachten, dass diese sich dem Verlauf der Geländekontur anpassen können, um die Biegebelastung der Traversen in Grenzen zu halten (vergl. Abb. 5.18). Einfachlaufrollen mit entsprechender Auslegung der Mittenführungsteile in Verbindung mit den Traversen sind hierbei erforderlich. Durch das geringere Kettengewicht sind bessere Beschleunigungen des Fahrzeugs möglich.

Die geringere Kettenteilung (vergl. oben zu T_{dyn}), das geringere Gewicht und die Gummiummantelung bewirken ein günstigeres Schwingungsverhalten gegenüber den Gliederketten. D.h. sie sind laufruhiger und leiser. Das lässt sich noch durch ein entsprechendes Ineinandergreifen der Traversen im Bereich der Zahneingriffs- und Mittenführungselemente (Seitenführung) verbessern. Es fehlen die Spalten zwischen den Kettengliedern. Schwingungen durch die Polster/ Greifer/Profilierung beim Überrollen durch die Laufrollen/-räder ergeben sich wie bei den Gliederketten. Der Polygoneffekt ist durch die kleinere Kettenteilung gemildert, lässt sich aber wegen der endlichen Länge der Traversen nicht ganz ausschalten. Eine Steigerung der Dicke der Gummiummantelung zur Dämpfung der Schwingungen ist nur begrenzt möglich, da eine stärkere Gummiummantelung größere Umschlingungsradien beim Umlauf um das Laufwerk benötigt. Zudem führt die mit der Gummistärke größere Walkarbeit zu größerer Erwärmung vor allem bei schneller Fahrt, so dass sich der Verschleiß erhöht. Auf Gummibandagen auf den Laufrollen/-rädern zumindest bei schnellen Fahrzeugen, kann deshalb nicht verzichtet werden.

Bei den Ketten mit Stahlseilen und Stahlcord ist der Kontakt zu den Traversen beim Umlauf um das Laufwerk aus Verschleißgründen unbedingt zu vermeiden. Das lässt sich z.B. dadurch erreichen, indem man die Seile in den Durchführungen der Traversen einvulkanisiert. Das bedeutet, dass die Zugkräfte von den Zahneingriffen über die Traversen und über die Gummischicht auf die Seile übertragen werden.

Durch die permanente Biegewechselbeanspruchung der Stahlseile und Corde an den Kanten der Traversen beim Umlauf um das Laufwerk ist die im Maschinenbau üblicherweise geforderte Lastspielzahl von 10^6 nicht gewährleistet. Allerdings wird die Verschleißgrenze der Gummilaufflächen weit früher erreicht. Die Verschleißgrenze der Gummilauffläche liegt höher als bei den Gliederketten, da durch die fehlende Gliederverbindung die Polster-/Greifer-/Profilflächen im Verhältnis größer ausfallen können. Bezüglich der Wechselbeanspruchung haben sich Seile besonders bei schnelllaufenden Fahrzeugen als widerstandsfähiger erwiesen. Bei entsprechend angepasster Gummidicke wurden Höchstgeschwindigkeiten bis etwa 110 km/h gefahren.

Schnittverletzungen des Gummis sind solange nicht kritisch, wie nicht die Stahlseile und Corde beschädigt werden, verbunden mit schleichender Schädigung durch Korrosion. Schädigungen der inneren Struktur sind bei der Bandkette von außen leider nicht zu erkennen. Schnittverletzungen lassen sich allerdings minimieren, wenn mit erheblich geringeren als bei den Gefechtsfahrzeugen geforderten, maximalen Bodendrücken von 80 kPa gefahren wird (z.B. Waffenträger Wiesel 1 mit 35 kPa). Nichtrostende Stahlseile und -corde eignen sich wegen der geringeren Zugfestigkeit nur für schwächere, nicht hochbewegliche Fahrzeuge.

In diesem Zusammenhang sei auch erwähnt, dass sich in Versuchen die Bandkette gegenüber dem Beschuss durch Infanteriewaffen unempfindlicher als die Gliederketten gezeigt hat.

Der Kontakt mit Salzen und Öl sollte für die Gummiummantelung, wie auch für Reifen und Polster der Gliederketten, möglichst vermieden werden, ebenso die ungeschützte Lagerung im Sonnenlicht.

Im Übrigen werden bezüglich des Verschleißverhaltens für die Bandkette Laufleistungen von bis zu 8000 km (60 % Straße, 40 % Gelände) angegeben.

Bei der Wartung zeigt die Bandkette gegenüber der Gliederkette gewisse Vorteile. Es gibt bei der Endloskette keine Schraubenverbindungen, die kontrolliert und ggf. nach-

gespannt werden müssen. Bei der geteilten Kette ist es hier nur das Kettenschloss. Die Kettenvorspannung muss nach einer Einlaufzeit nicht mehr überprüft und nachgespannt werden wie bei den Verbinderketten.

Die Montage und Demontage der Endloskette ist allein mit Bordmitteln nicht möglich. Sie erfordern grundsätzlich Hilfsmittel für das Anheben der entsprechenden Fahrzeugseite.

Die geteilte Kette verhält sich ähnlich wie eine Gliederkette, wobei sie allerdings nicht in entsprechend kurze Stücke geteilt werden kann. Jede Trennstelle bedeutet eine Schwächung der Kette und Störung des Rundlaufs.

Reparaturen durch Austausch von Segmenten ist grundsätzlich möglich, allerdings vor dem Hintergrund, dass damit nur bis zur nächsten Instandsetzungsstelle mit vermindertem Leistungsvermögen gefahren werden kann. Dazu werden Scharnierelemente aus Stahl auf die zu verbindenden Kettenenden aufgeschoben, geklippt und verschraubt. Damit können auch Kettensegmente eingesetzt werden. Die Reparatur sollte mit Bordmitteln möglich sein.

Traktionshilfen z.B. für verschneiten Untergrund gibt es in Kettenform, die sich ähnlich einfach wie bei Radfahrzeugen montieren lassen.

Bezüglich der logistischen Anforderungen haben die Bandketten einen höheren Raumbedarf. Die großen Knickwinkel der Gliederketten und damit die engen Radien für das Zusammenrollen können mit den Bandketten durch ihre Gummiummantelung nicht erreicht werden. Der größere Raumbedarf gilt auch für die bzw. wegen der angesprochenen Reparatursets.

Bei Geländefahrt auf vor allem feuchten, bindigen Böden oder Schnee ergeben sich bei der Bandkette Schwierigkeiten. Durch die geschlossene Bauweise des Bandes kommt es zum einen dazu, dass sich das feuchte Erdreich bzw. der Schnee auf der Innenseite der Kette festsetzt und damit ein Endgleisen provoziert. Hier können entsprechend montierte Schaber helfen. Sie wirken auch bei Steinen im Laufwerk. Zum anderen kann das Wasser unter der Kette nur zur Seite abgeleitet werden und nicht auch noch wie bei den Gliederkette durch die Gelenkspalten nach oben. Das bedeutet, es bleibt unter der Kette mehr Wasser im Boden, was die Kettengriffigkeit mindert. Hier hilft eine entsprechende Anordnung der Polster/ Greifer/Profilierung, ähnlich der Profilierung von Reifen für Radfahrzeuge. Eine bessere Wirkung haben Durchbrüche in den Ketten (vergl. Kapitel 2.1.1.2 „Perforierte“ Kette).

Bandketten findet man im militärischen Bereich zur Zeit bei leichten Nachschubfahrzeugen und vereinzelt bei Fahrzeugen der Familie des MTW M 113. Die Bandkette wurde und wird mit diesem Fahrzeugtyp erprobt.

5.2.2.5.4 Schwingungsarme Kette

Es gab und gibt Versuche, die Gleiskette zu verbessern und neue Gleiskettenarten zu entwickeln.

So wurde z.B. von der Fa. Krauss-Maffei Ende in den 1980er Jahren eine Kette entwickelt, mit dem Ziel, das Schwingungsverhalten, besonders den Polygoneffekt, zu verbessern. Dazu wurden die Kettenglieder mit Hilfe der in den Gummiwerkstoff einvulkanisierten Federblätter flexibel gestaltet, so dass sie sich der Kontur der Umlenkrollen und dem Teilkreis der Antriebsräder anpassen können.

Der Aufbau ist in Abb. 5.30 dargestellt. Die teilbare Kette war für Kampfpanzer wie den Leopard 2 gedacht.

Die Kettenglieder, die aus mehreren Polster- und Verbindungsteilen bestehen, werden mit Klemmleisten mit einander verbunden. Dazu sind die Federblätter an den Enden s-förmig gebogen (siehe Abb. 5.30 und 5.31). Während der Biegung wälzen diese Enden der benachbarten Kettenglieder in den Klemmstellen auf einander ab. Die Gestaltung der S-Form richtet sich nach dem engsten Radius von Antriebsrad und Umlenkrolle und lässt bei dieser Biegung keine Relativbewegung zwischen den Federblättern entstehen. Auch die Querschnittsformen der Einzelteile der Klemmleisten müssen der Umlaufbewegung angepasst sein.

Die Kettenglieder sind - wie bei der Bandkette - in der gestreckten Lage der Kette nicht gegeneinander vorgespannt. Die dynamische Kettenvorspannung T_{dyn} wird kleinere Werte als bei der torsionsvorgespannten Verbinder- oder Scharnierkette erreichen.

Die Gummiglieder bestimmen die Verschleißgrenze, die niedriger liegt als bei den Federblättern. Hier besteht gegenüber der Bandkette der Vorteil, dass einzelne verschlissene oder defekte Bauteile mit Bordmitteln ausgetauscht werden können.

Der Aufbau der Kette ist durch die relativ vielen Einzelteile recht komplex.

Die Entwicklung wurde eingestellt und nicht beendet.

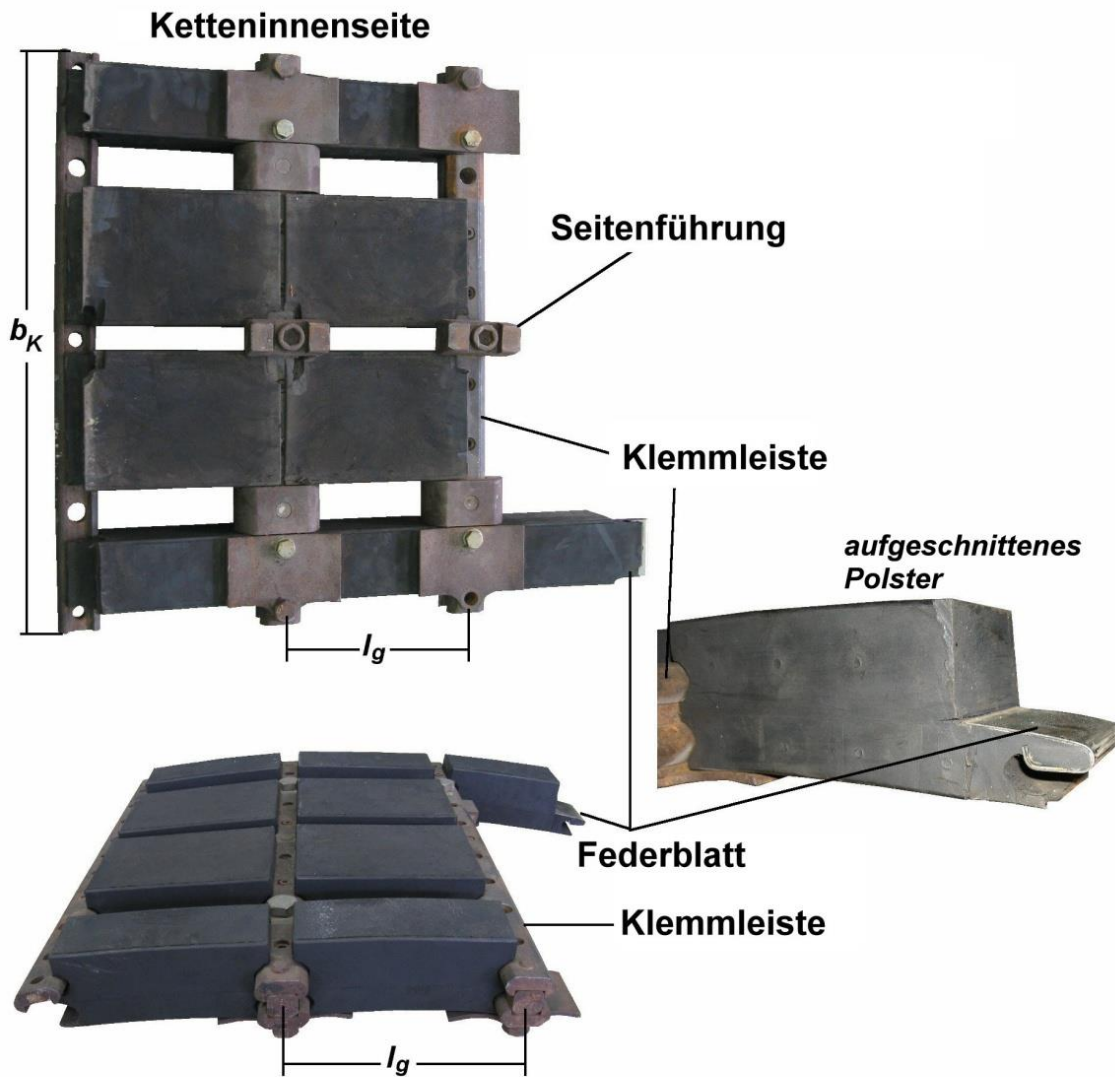


Abb. 5.30: Aufbau einer schwingungsarmen Kette (Fa. Krauss-Maffei)

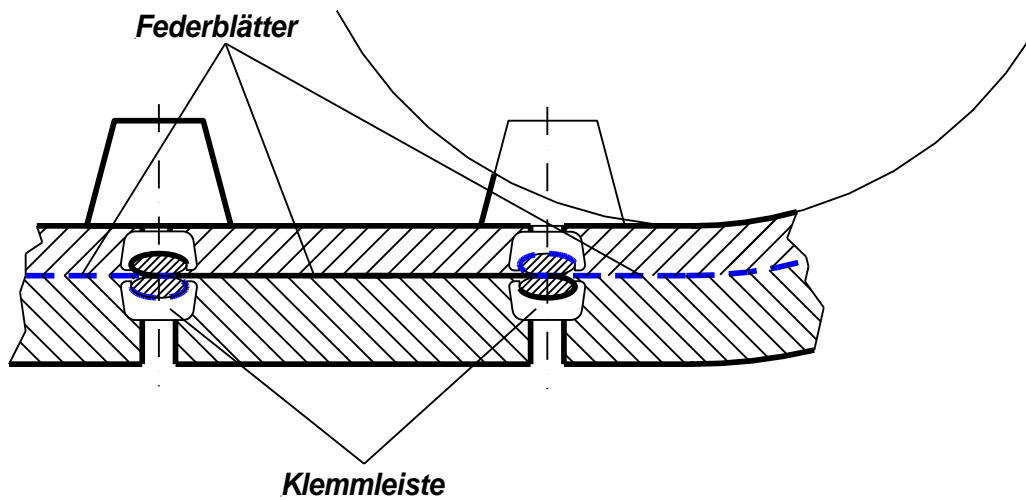


Abb. 5.31: Längsschnitt durch die schwingungsarme Kette (Fa. Krauss-Maffei)

5.2.2.6 Federung und Dämpfung

Erste englische Tanks hatten ein starres Laufwerk mit Laufrollenachsen, die ungefedert am Panzer befestigt waren. Trotz der geringen, erreichbaren Geschwindigkeiten führte die Fahrt auf unebenem Gelände zu Stößen mit starker Beanspruchung für die Besatzung und einer Herabsetzung der Lebensdauer des Fahrzeugs.

Wie oben ausgeführt, beeinflussen Schwingungen, auf die Federung und Dämpfung einwirken, entscheidend die Laufwerksleistung eines Kettenfahrzeugs. Im nachfolgenden Kapitel sollen daher einige Beurteilungspunkte für Feder- und Dämpfungsprinzipien aufgeführt werden.

5.3 Anforderungen an Laufwerkssysteme

Das Ziel, das mit der Auslegung eines Laufwerkssystems von Kettenfahrzeugen, besonders militärischen, verfolgt wird, lautet: günstiges Schwingungsverhalten der Wanne unter den Gesichtspunkten der

- Beschleunigungsverträglichkeit für die Besatzung, Beschleunigungsbelastung für Beladung und Ausrüstung in vertikaler Richtung, wobei die Beschleunigungen aber auch - in begrenztem Maße - für die Information des Fahrers über den Fahrzustand erforderlich sind, und
- Vorstabilisierung des Fahrgestells militärischer Fahrzeuge als Schießplattform.

Dabei soll bei vertretbarem Konstruktionsaufwand eine hohe Betriebssicherheit gewährleistet sein.

5.3.1 Schwingungsbeanspruchung

5.3.1.1 Art und Entstehung der Schwingungen

Schwingungen am Fahrzeug entstehen zum einen durch die Fahrbahnunebenheiten und zum anderen aus dem Fahrzeugsystem. Beide Schwingungsformen unterscheiden sich grundsätzlich und stellen unterschiedliche Anforderungen an das Feder- und Dämpfungssystem.

Die Schwingungsbeanspruchung eines Fahrzeugs, durch die Fahrbahnunebenheiten angeregt, äußert sich durch Kräfte, die durch die Amplitude (aus der Hindernishöhe) und die Frequenz (Hindernisabstand und Fahrgeschwindigkeit) der Schwingung be-

schrieben werden können. Die in der Realität vorkommenden Schwingungsanregungen lassen sich auf die Überlagerung von harmonischen Schwingungen zurückführen. Man zieht deshalb für grundsätzliche Untersuchungen die harmonischen Schwingungen wegen ihrer Übersichtlichkeit heran. Es lässt sich zeigen, dass Amplitude und Frequenz ein Maß für die Beschleunigung des schwingenden Systems sind (Gleichungen 5/1 und 5/2).

$$\mathbf{z}_W = \hat{\mathbf{z}}_W \cdot \sin(\omega_e \cdot t) \quad 5/1$$

$$\ddot{\mathbf{z}}_W = -\hat{\mathbf{z}}_W \cdot \omega_e^2 \cdot \sin(\omega_e \cdot t) \quad 5/2$$

mit: $\hat{\mathbf{z}}_W$ Amplitude

ω_e Eigenschwingungszahl (Kreiseigenfrequenz)

t Schwingungsdauer

Erregerschwingungen können in den 6 Richtungen der Freiheitsgrade auftreten. Dabei ist bei einem Kettenfahrzeug das Verhalten bei Hub- und Nickerregerschwingungen entscheidend. Wankschwingungen (Drehschwingungen um die Längsachse) sind bei der Geometrie heutiger Gefechtsfahrzeuge von untergeordneter Bedeutung. Sie lassen sich aber grundsätzlich wie Nickschwingungen erfassen. Vor allem die Nickschwingungen (Drehschwingungen um die Querachse) sind kritisch, da schon kleine Verdrehwinkel eine große Auslenkung der Mündung der Hauptwaffe und ihrer Richtmittel bewirken und so hohe Anforderungen an die Waffenstabilisierung stellen. Außerdem können Nickschwingungen zu Aufsetzern an der Umlenkrolle und damit zu hohen Beschleunigungen im Bereich des Fahrerplatzes führen, die Wirbelsäulenverletzungen hervorrufen können. In der Resonanzphase, in der die Eigenfrequenz des Fahrzeugs mit der Erregerschwingung übereinstimmt, treten größte Beschleunigungen für Fahrzeug und Besatzung auf.

Die Untersuchung des komplexen Schwingungsverhaltens mit seinen vielen Freiheitsgraden lässt sich mit Rechenanlagen durchführen. Allerdings greift man zum Verständnis der Ergebnisse und für wesentliche Erkenntnisse auf vereinfachte Systeme (mit weniger Freiheitsgraden und linearem Übertragungsverhalten) zurück. Bei einem Kettenfahrzeug kann man sich dazu auf das Einmassenschwingungsmodell abstützen und mit der Bewegungsgleichung die ungedämpfte Eigenfrequenz der Hubschwingungen erfassen:

$$\omega_{eH} = \sqrt{\frac{\Sigma c_F}{m}} \quad \text{Kreiseigenfrequenz} \quad 5/3$$

$$f_{eH} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{\Sigma c_F}{m}} \quad \text{in Hz} \quad \text{Eigenfrequenz.} \quad 5/3a$$

Für die Dämpfung des Modells gilt das *Dämpfungsmaß*

$$D = \frac{k}{2 \cdot m \cdot \omega_e} \quad 5/4$$

mit: c_F Federsteifigkeit (Federzahl, -rate, -konstante, -kennung) an den Laufrollen-/räderstationen

k Dämpfungskonstante (abhängig vom verwendeten Dämpfer) an den Laufrollen-/räderstationen

m gefederte Masse des Fahrzeugs

ermitteln.

Mit dem um einen zweiten Einmassenschwinger erweiterten Einspurmodell erhält man entsprechend für die Nickschwingungen:

$$\omega_{eN} = \sqrt{\frac{\Sigma (l^2 \cdot c_F)}{J_y}} \quad 5/5$$

$$f_{eN} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{\Sigma (l^2 \cdot c_F)}{J_y}} \quad \text{in Hz} \quad 5/5a$$

und

$$D_N = \frac{\Sigma (l^2 \cdot k)}{2 \cdot \sqrt{J_y \cdot (\Sigma l^2 \cdot c_F)}} \quad 5/6$$

mit: $\Sigma (l^2 \cdot c_F)$ Drehfedersteifigkeit (Drehfederkonstante c^*)

l Abstände der Federstationen zur Nickachse (Abb.5.32).

Für die gedämpfte Eigenfrequenz rechnet man dann mit

$$\omega_d = \omega_e \cdot \sqrt{1 - D^2} \quad 5/7$$

Das Trägheitsmoment J_y in Gleichung 5/5 und 5/6 lässt sich näherungsweise mit

$$J_y = m \cdot \frac{a^2 + b^2}{12} \quad 5/8$$

berechnen, mit der Länge a und der Höhe b eines statt der Seitenansicht des Fahrzeugaufbaus (der Wanne) flächengleichen Rechtecks und der gefederten Masse m . Aus diesen einfachen Beziehungen ergeben sich Ansatzmöglichkeiten, die Eigenfre-

quenz zu beeinflussen. Bei vorgegebener Last, die sich auf der Feder abstützt, kann die Hubeigenfrequenz durch die Federkonstante festgelegt werden (Gleichung 5/3a). Die Nickeigenfrequenz wird durch die Drehfedersteifigkeit c^* und das Trägheitsmoment des Fahrzeugs um die Nickachse bestimmt (Gleichung 5/5a und 5/6 mit 5/8). Das Trägheitsmoment ist bei langen Fahrzeugen größer als bei kurzen, ebenso dann, wenn die Kettenauflagelänge l_a im Verhältnis zur Fahrzeuglänge ansteigt. Verringert man die Anzahl der Laufrollen/-räder bei gleicher Kettenauflagelänge und gleichem Fahrzeuggewicht erhöht sich die Summe $\Sigma (c \cdot l^2)$. Eine Verkürzung der Kettenauflagelänge mit weniger Laufrollen/-rädern führt zu gleichem Ergebnis. Abgesehen davon, wäre eine kleinere Kettenauflagelänge für die Fahrstabilität und Geländegängigkeit nicht zuträglich.

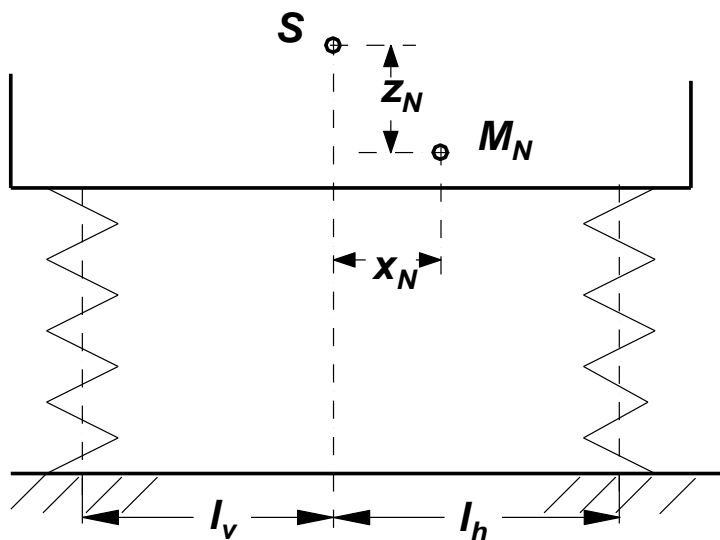


Abb. 5.32: Lage des Nickzentrums (der Nickachse)

Das Ziel ist es, möglichst niedrige Eigenfrequenzen zu erlangen. Angestrebt wird eine Nickeigenfrequenz von 0,5 Hz, erreicht werden heute ca. 0,8 Hz. Die Hubeigenfrequenz ist etwa doppelt so groß wie die Nickeigenfrequenz.

Die Nickachse (ergibt sich als Verbindungslinie der Nickzentren (-pole) der beiden Fahrzeugseiten) läuft nicht unbedingt durch den Aufbauschwerpunkt des Fahrzeugs, der sich aus den gefederten Masseanteilen ergibt. Man kann die Lage des Nickzentrums (der Nickachse) M_N mit den vereinfachten Betrachtungen der Massenschwingungsmodelle (vergl. oben) in Hoch- (z-) und Längsrichtung (x-) mit Abb. 5.32 ermitteln.

Vereinfachend wird dazu mit kleinen Winkelbewegungen und geringer Fahrgeschwindigkeit (wie sie sich in etwa bei den Eigenfrequenzen ergibt) gerechnet. Außerdem werden die Federungen an den Laufrollen/-rädern auf zwei Federstationen, die sich auf der Fahrbahn abstützen, reduziert.

Für die Herleitung der Abstandes x_N in der Längsrichtung wirkt die Vertikalkraft F_z der gefederten Masse im Nickzentrum M_N (auf die Nickachse), so dass an den Federn der gleiche Federweg z_F entsteht (Abb. 5.32). Es gelten:

$$\mathbf{F}_F = \mathbf{c}_F \cdot \mathbf{z}_F \quad 5/9$$

mit: F_F Federkraft, hier $\mathbf{F}_F = \mathbf{F}_z = m_z \cdot \mathbf{g}$
 z_F Federweg,

$$\mathbf{F}_z \cdot \mathbf{x}_N + m_v \cdot \mathbf{g} \cdot l_v - m_h \cdot \mathbf{g} \cdot l_h = 0$$

$$\mathbf{x}_N = \frac{l_h \cdot \mathbf{c}_{Fh} - l_v \cdot \mathbf{c}_{Fv}}{\mathbf{c}_{Fv} + \mathbf{c}_{Fh}} \quad 5/10$$

Das Nickzentrum (die Nickachse) verlagert sich mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit weiter nach hinten (wie es Fahrversuche an der Universität der Bundeswehr München bestätigten).

Für die vertikale Ausrichtung z_N (Abb. 5.32) erhält man entsprechend mit Hilfe der horizontalen Kraft F_H , die die gefederte Masse um den Nickwinkel θ um die Nickachse in M_N dreht, und der Gleichung 5/9 (unter Berücksichtigung der Ein- und Ausfederichtung) mit

$$\mathbf{F}_H \cdot \mathbf{z}_N = \mathbf{F}_{Fv} \cdot l_v - \mathbf{F}_{Fh} \cdot l_h \quad \text{und} \quad 2 \cdot \mathbf{F}_H \cdot \tan \theta = \mathbf{F}_{Fv} + \mathbf{F}_{Fh}$$

$$\mathbf{z}_N = \frac{l_v^2 \cdot \mathbf{c}_{Fv} - l_h^2 \cdot \mathbf{c}_{Fh}}{l_v \cdot \mathbf{c}_{Fv} - l_h \cdot \mathbf{c}_{Fh}} \cdot 2 \cdot \tan \theta \quad 5/11$$

Eine Verkürzung der Kettenaufgelänge führt entsprechend den Gleichungen 5/10 und 5/11 in Verbindung mit 5/8 zu einer Vergrößerung der Nickeigenfrequenz (vergl. oben). Die Verringerung der Abstände l zwischen den Laufrollen/-rädern ist nur sehr begrenzt möglich, zum einen wegen der für genügend Federweg erforderlichen Schwingarmlängen und zum anderen der zunehmenden Gefahr des Festsetzens von Erdreich im Laufwerk bei Geländefahrt.

Der vertikale Abstand ist abhängig vom jeweiligen Nickwinkel. Große Nickwinkel bewegen sich - abhängig von der Auslegung des Fahrzeugs - etwa bis in den Bereich von 5 bis 10° . Bei ganz kleinen Winkeln geht der Abstand $z_N \rightarrow 0$, d.h. geht die Nickbewegung in die Hubbewegung über.

Betrachtet man das Fahrzeug beim Sprung (es stützt sich nicht mehr, wie oben vorausgesetzt, auf der Fahrbahn ab), findet man das Nickzentrum (die Nickachse) mit Hilfe der Konstruktion von Relativpolen. In Abb. 5.33 (das Fahrzeug ist vereinfacht auf die vorderen und hinteren Laufrollen/-räder reduziert) ist zunächst die Situation der nicht eingefederten Laufrollen dargestellt.

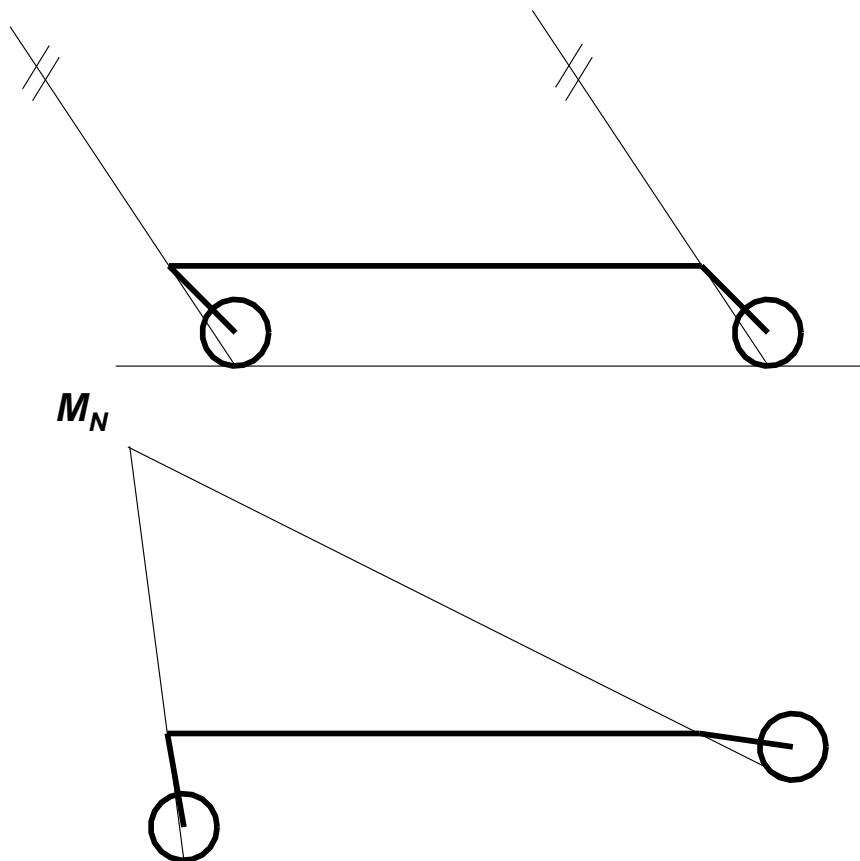


Abb. 5.33: Ermittlung des Nickzentrums (der Nickachse) des Fahrzeugs beim Sprung

Das Nickzentrum (die Nickachse) befindet sich unendlich weit vor oder hinter dem Fahrzeug dem Fahrzeug, entsprechend der Hubbewegung. Im unteren Bild ist der Einfederzustand beim Verlassen des Sprunghügels gezeichnet. Das Nickzentrum (die Nickachse) befindet sich vor und über dem Fahrzeug. Das Fahrzeug schwingt während des Sprunges um das Nickzentrum und wird bei entsprechender Fluglänge - ohne Be-

rücksichtigung der Gewichtsverteilung - zuerst im Bereich der hinteren Laufrollen auf dem Boden aufkommen.

Bis hierher wurde auf die Erregerschwingungen, die durch das Überfahren von Hindernissen (Fahrbahnunebenheiten) entstehen, und auf die Reaktionen des Fahrzeugs in Form von Hub- und Nickschwingungen eingegangen. Diese Schwingungen am Fahrzeug müssen durch das Federungs- und Dämpfungssystem an den Radaufhängungen abgebaut und gemildert werden. Es handelt sich hier im Allgemeinen um niederfrequente Schwingungen, die allerdings hohe Anforderungen an das Schluckvermögen der Federung und Dämpfung stellen und große Kräfte auf die Wanne leiten können. Hinsichtlich der Hochbeweglichkeit eines Kettenfahrzeugs ist es erforderlich, möglichst große Hindernishöhen im Schluckbereich der Federn aufnehmen zu können, also einen großen Federweg zur Verfügung zu stellen.

Die anderen, oben angesprochenen Schwingungen im Fahrzeugsystem können nicht durch das Feder- und Dämpfersystem des Laufwerks pariert werden. Diese Schwingungen werden durch den Antrieb und das Laufwerk hervorgerufen. Sie entstehen durch die Art der Krafteinleitung und durch das Abrollen des Fahrzeugs im Endlosband der Kette. Es handelt sich hier um höherfrequente Schwingungen im Frequenzbereich $f_s \approx 50$ bis 500 Hz geringer Amplitude, die das Federsystem kaum beanspruchen, sich aber in den Fahrzeugaufbau fortpflanzen und auch das Dämpfersystem wohl belasten können. Diese Schwingungen können vor allem zu Störungen an den verfeinerten Richt- und Beobachtungsmitteln und zu verfrühten Ausfällen zum Beispiel der Feuerleiteinrichtungen führen. Sie können durch entsprechende Geräuschpegel und Vibrationen auch hohe Belastungen der Besatzung mit erheblicher Minderung der Kondition und Reaktionsfähigkeit verursachen.

Als Erregerquellen sind anzusprechen:

- Motor und Getriebe
- Eingriff der Zähne des Antriebsrades in die Kette
- Abrollen der Laufrollen auf der Ketteninnenseite
- Ablaufen des oberen Kettentrums auf den Stützrollen und Umlenkung am/an der Leitrad/Umlenkrolle.

Die Anregungen vom Motor und Triebstrang mit Schwingungen in der Wannenstruktur und entsprechender Geräuschentwicklung sind gegenüber den Störungen aus dem Laufwerk nicht so bedeutend. Sie sind vor allem von der Motordrehzahl abhängig mit Frequenzen bis ca. 200 Hz. Neben den inneren Maßnahmen gegen diese Schwingun-

gen, wie Massenausgleich, Schwungrad, Auswuchten usw. sind hier auch entkoppelnde Mittel in den Lagerungen des Antriebs in der Wanne von Bedeutung. Es kommen hier Gummielemente verschiedener Formgebung und Materialzusammensetzung und solche in Kombination mit hydraulischer und elektro-/magnetohydraulisch geregelter Dämpfung in Betracht.

Die Störungen durch die in Kapitel 5.2.2.5 beschriebenen Ursachen, nämlich durch den Polygoneffekt (macht etwa 50 % dieser höherfrequenten Schwingungen aus) und die Abrollbewegungen innerhalb der Kette, sind bei den höherfrequenten Schwingungen dominierend und lassen sich in der Praxis schwer dämpfen.

Der Polygoneffekt erzeugt eine Frequenz, die mit

$$f_s = \frac{n_T \cdot D_T}{60 \cdot l_g} \quad \text{mit } n_T \text{ in } \text{min}^{-1} \quad 5/12$$

ermitteln wird.

Maßnahmen zu Verminderung der Wirkung sind:

- eine kleinere Kettenteilung (vergl. Kapitel 5.2.2.5),
- geringeres Kettengewicht (Reduzierungen um 30 bis 40 % sind in der Entwicklung, vergl. Kapitel 5.2.2.5),
- größerer Teilkreisdurchmesser des Triebrades,
- den Bewegungsablauf beim Eintauchvorgang des Triebrades in die Kette zu optimieren und
- Entkoppelung des Triebrades und der Umlenkrolle von der Wanne. Diesbezügliche Versuche mit einer elastischen Lagerung des Seitenvorgeleges zeigen keinen durchgreifenden Erfolg. Diese Art der Lagerung ist problematisch angesichts der Kräfte und Momente am Triegrad und dem Erfordernis der Abdichtung an der Lagerstelle.

Beim Überrollen der Gelenkspalten der Kettenglieder werden die Laufrollen/-räder zu einer Schwingung mit einer Amplitude im Bereich weniger Millimeter erregt (vergl. Kapitel 5.2.2.5 und 2.1), deren Frequenz mit Gleichung 5/13 berechnet wird:

$$f_s = \frac{v}{l_g} \quad 5/13$$

Diese höherfrequente Schwingung bewirkt Störkräfte auf die Wanne, vor allem im Bereich der Dämpfer (s.u. Kapitel 5.3.3). Sie wird besonders stark bei Fahrt auf starrem Untergrund, bei der keine Dämpfung durch den Boden stattfindet, ferner bei fehlender oder harter Bandagierung von Laufrollen.

Der Laufrollenabstand sollte nicht in einem ganzzahligen Verhältnis zur Kettengliedlänge stehen, da sonst alle Laufrollen einen gleichzeitigen Impuls liefern können.

Die Schwingungen aus dem Überrollen der Kettenspalte werden auf fester Fahrbahn durch die Schwingungen überlagert, die durch die beim Umlauf der Kette auf die Fahrbahn auftreffenden Polster und Greifer verursacht werden. Die Frequenz lässt sich angenähert entsprechend Gleichung 5/13 berechnen. Hier können versetzte Polster bzw. Greifer helfen.

Maßnahmen zur Minderung sind

- eine Entkoppelung der Lagerung der Laufrollen/-räder und Stützrollen an der Wanne (z.B. bei der Lagerung von Drehstabfederungen wegen der zusätzlichen Relativbewegungen schwierig),
- weichere Gummibandagen (höherer Verschleiß) und
- eine schmalere Ausführung der Gelenkspalten zwischen den Kettengliedern und eine Gestaltung dieser Übergänge so, dass die Laufrollen nicht in den Gelenkspalt fallen können. Eine kostengünstige Variante mit Verringerung der Beschleunigungsbelastungen in der Wanne um ca. 30 bis 40 % zeigt Abb. 5.27 (bei beiden dargestellten Ketten). Es gab Versuche mit versetzt angeordneten Laufrollen und Kettenpolstern. Diese Konstruktionen sind aber recht aufwändig. Eine größere Anzahl der Laufrollen/-räder ist wegen der geringeren Radlasten und ungefederten Massen günstig.

Weiterhin wird das obere Kettentrum zu Schwingungen angeregt, was durch den Polygoneffekt und die Fahrbahnunebenheiten unterstützt und überlagert wird. Durch diese Schwingungen kann das Kettentrum die Stützrollen bzw. Laufräder durchaus mit dem Zweifachen der Erdbeschleunigung belasten („Schlagen“, „Peitschen“ des oberen Kettentrums, vergl. Kapitel 5.2.1 und 5.2.2.4).

Für die Schwingungen des oberen Kettentrums lässt sich die Frequenz angenähert (entsprechend der Schwingung eines Stahlseils) mit

$$f_s = \frac{1}{4 \cdot \pi \cdot l_{SR}} \cdot \sqrt{\frac{F_{zKi} \text{ bzw. } T_o}{A_{Kette} \cdot \rho_{Stahl}}} \quad 5/14$$

abschätzen. Die Reibung in den Gelenken einer trockenen Scharnierkette wirkt hier dämpfend, die Gummiringe der torsionsvorgespannten Kette eher verstärkend (vergl. Kapitel 2.2.2.2.2).

Generell sind Maßnahmen zur Minderung der Schwingungsfähigkeit der Wanne und des Turms sowie zur Schwingungsabstrahlung hilfreich. So ist ein aus Stahlblechen geschweißter Turm schwingungsempfindlicher als ein gegossener Turm, der aber in seinen ballistischen Eigenschaften schwieriger ist. Liner z.B. gegen Splitterausbreitung oder Strahlung an der Innenseite der Wanne reduzieren die Abstrahlung. Die Kettenart hat ebenfalls einen Einfluss (vergl. Kapitel 5.2.2.5).

Als beste Lösung zur Abkopplung der Schwingungen aus dem Laufwerk von der Wanne hat sich das abgekoppelte Laufwerk der Fa. Krauss-Maffei Wegmann bewährt. Die Geräuschbelastung hat sich z.B. in einem Grenadierfahrzeug um durchschnittlich ca. 15 % senken lassen. Den Aufbau des abgekoppelten Laufwerks zeigt Abb. 5.34.

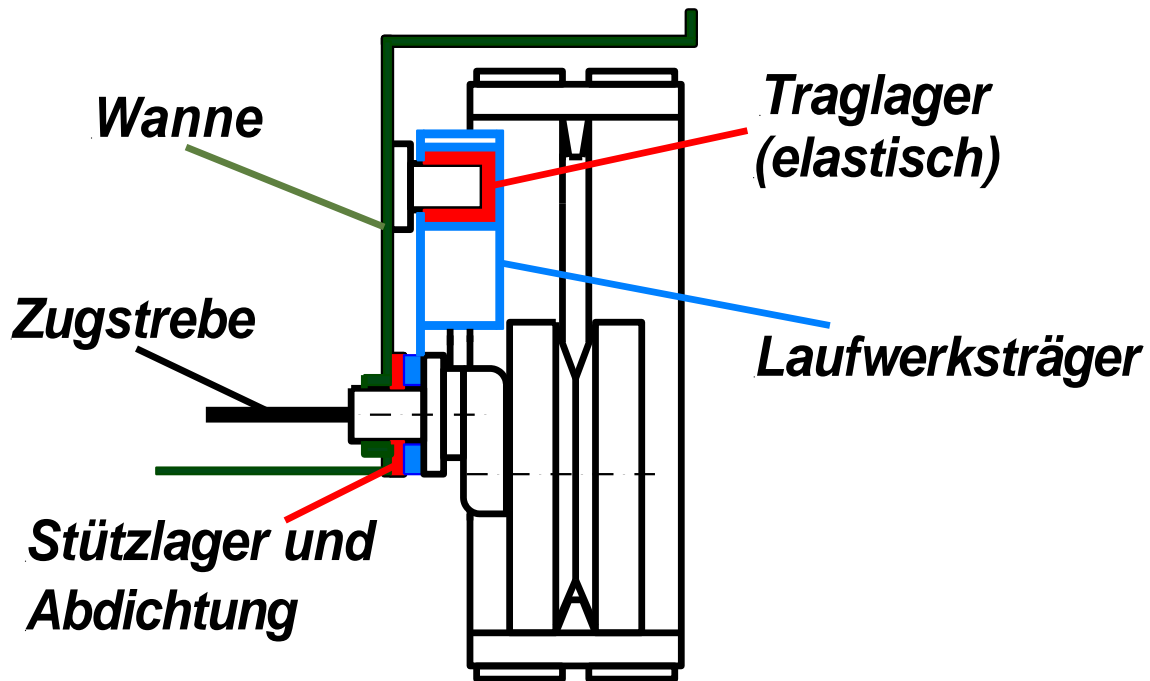


Abb. 5.34: Aufbau des abgekoppelten Laufwerks (ALw, Fa. Krauss-Maffei Wegmann)

Die Zugstrebe ist an der gegenüberliegenden Wannenwand befestigt. Ihre Funktion kann auch - bei geringer zusätzlicher Belastung durch Biegung und Zug - durch eine Drehstabfeder übernommen werden.

Die ungedeuteten Massen sind insofern von Interesse, als sie den besonders für die Seitenführung notwendigen Kontakt von den Laufrollen/-rädern zur Innenseite der Kette beeinflussen. Große ungedeutete Massen stellen hohe Anforderungen an die Schwingungsdämpfung. Zu den ungedeuteten Massen zählen:

- die Laufrollen mit ihren Lagern,
- die Schwingarme einschließlich der Federung (mit Ausnahme der Drehstabfederung bei Einzerradaufhängung) vereinfacht mit halbem Gewicht, sowie
- die Kette mit etwa 40 % des Gewichtes beim Stützrollenlaufwerk. Beim Räderlaufwerk kommt das obere Kettentrum hinzu, so dass etwa 75 % zu den ungedeuteten Massen zählen.

Große ungefederte Massen beeinflussen auch mit ihren rotatorischen Anteilen das Beschleunigungsvermögen des Fahrzeugs negativ.

5.3.1.2 Beschleunigungsverträglichkeit

Besonders die vertikalen Beschleunigungen beeinflussen die körperliche Leistungsfähigkeit des Menschen. Dabei spielen die Frequenz und die Einwirkungsdauer der Schwingungen, denen der Mensch ausgesetzt ist, eine große Rolle.

Die konstruktive Festlegung der Fahrzeugeigenfrequenz muss Bereiche aussparen in denen der menschliche Körper in Resonanz gerät (Tabelle 5.1 aus [21]).

Körperteil/Organ	durchschnittliche Resonanzfrequenz Hz
Gesamtkörper (Hauptresonanz)	4 bis 6
Kopf	20
Augapfel	80 (40 bis 100)
Unterkiefer	6 bis 8
Kehlkopf	8
Magen	4
Nebenresonanz des Beckens	10 bis 12
<i>Symptome</i>	kritische Frequenz Hz
Allgemeines Unwohlsein	4 bis 9
Sprachstörungen allgemein	13 bis 20
durch Unterkieferresonanz	6 bis 8
durch Atemnot	1 bis 3
Atembeschwerden	4 bis 8
Rückenschmerzen	8 bis 12
Schmerzen im Unterleib	4 bis 10
Harn- und Stuhl drang	10 bis 18

Tabelle 5.1: Resonanzfrequenzen des menschlichen Körpers bei vertikaler Anregung; kritische Frequenzen subjektiv ermittelter Symptome (vergl. [21])

Der obere Teil der Tabelle 5.1 enthält physikalische Daten der Resonanzfrequenzen des menschlichen Körpers bzw. von Körperteilen, der untere Teil die daraus resultierenden physiologischen Wirkungen auf den Kreislauf, die Sekretion, die Verdauung,

die Muskulatur, die Sinnesorgane und die Psychomotorik. Hieraus ist zu entnehmen, dass ein kritischer Frequenzbereich zwischen 4 und 20 Hz liegt. Außerdem ist noch der Bereich der Bewegungskrankheiten (Gleichgewichtsstörungen, See- und Luftkrankheit) zu beachten, der bei sehr niedrigen Frequenzen (kleiner 1 Hz), verbunden mit großen Schwingungsamplituden, liegt.

Hinsichtlich einer Dauerbelastung von Panzerbesatzungen bezüglich der vertikalen Beschleunigungen und Frequenzen ist die Tabelle 5.1 und sind die Kurven der Abb. 5.35 [21] nach ISO/DIS 2631 (Draft International Standard) aufschlussreich, in der die Grenzwerte für verminderte Leistungsfähigkeit des Menschen, abhängig von der Anregungsfrequenz und der Einwirkdauer angegeben sind. Die Kurven zeigen eine deutliche Überbewertung der Schwingungen im Bereich 4 bis 8 Hz, also im Bereich der Resonanzfrequenz des Gesamtkörpers.

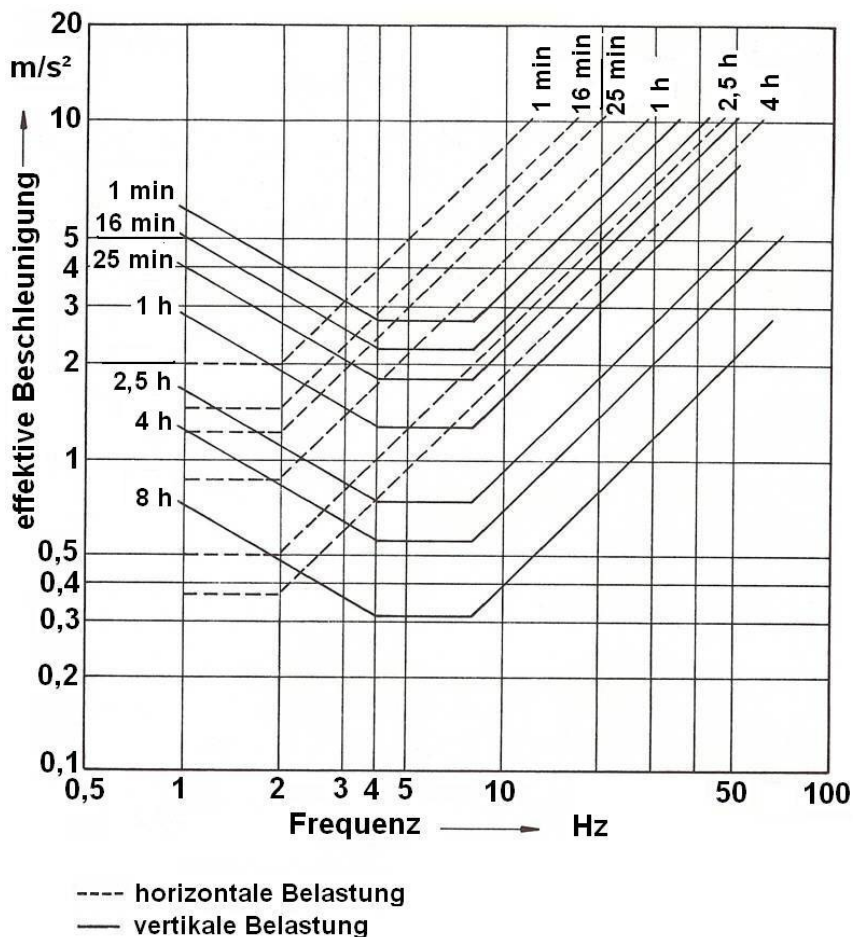


Abb. 5.35:
Schwingungsbelastung
([21])

Die Eigenfrequenz des Fahrzeugaufbaus sollte demnach eigentlich nicht bei sehr kleinen Frequenzen liegen, aber vor allem den Bereich zwischen 4 bis 20 Hz aussparen. Die Belastungen werden am Fahrersitz gemessen. Als Grenzwert für die vertikalen Beschleunigungen hat man hier 2,5 g bei Einzelhindernissen ermittelt.

5.3.2 Federung

5.3.2.1 Anforderungen

Aus den bisherigen Ausführungen zum Laufwerk lassen sich im Einzelnen die folgenden Forderungen bzw. Aufgaben an das Federungssystem eines vor allem hochbeweglichen Kettenfahrzeugs stellen.

- *Frequenz möglichst niedrig halten:*

Hohe Eigenfrequenzen lassen sich bei den Masseverhältnissen von Fahrzeugen nicht erreichen. Sie sollten möglichst klein sein, was auch den Vorteil mit sich bringt, dass dann im Resonanzfall mit Gleichung 5/2 die Beschleunigungen und die daraus resultierenden Kräfte leichter durch die Dämpfung zum Abklingen gebracht werden können und damit auch hier Möglichkeiten zur Beobachtungen über die Optiken zur Zielerfassung bzw. -verfolgung gegeben sind. Außerdem kann der überkritische Fahrzustand früher erreicht werden, bei dem die Wanne den Unebenheiten des Geländes nicht folgt, vorausgesetzt, dass die Hindernishöhen im Schluckbereich der Federung und vorhandenen Bodenfreiheit liegen. Mit den Gleichungen 5/3 und 5/5 ist zu erkennen, dass hierfür geringe Federsteifigkeiten c_F nötig sind.

Eigenfrequenzen heutiger Kettenfahrzeuge liegen bei 0,8 Hz für die Nickschwingung bzw. 1,6 Hz für die Hubschwingung. Aus diesem Verhältnis der Eigenschwingzahlen von ungefähr 1 : 2 ergeben sich Probleme für die Dämpferabstimmung, auf die unten eingegangen wird.

- *Stoßbelastung möglichst gering halten:*

Die Forderung, die Beschleunigungen in vertikaler Richtung zu begrenzen (geringe Radkraftzunahme), ist, wie oben mit Gleichung 5/2 gezeigt wird, mit der geforderten, niedrigen Eigenfrequenz ebenfalls zu erreichen. Die Federsteifigkeiten dazu sind niedrig.

Eine geringe Stoßbelastung verlangt auch nach den oben beschriebenen, geringen Radlastschwankungen.

Zu beachten ist, dass der Fahrer dabei - wie zu Beginn des Kapitels 5.3 dargelegt - durch die Beschleunigungen Informationen über den Fahrbahnzustand vor allem vor dem Erreichen des maximalen Federweges erhalten muss. D.h. im Ansprechverhalten muss die Federung weich sein und mit zunehmendem Einfederweg härter werden.

Dies ist mit der bisher vereinfachend vorausgesetzten linearen Federkennung ($c_F = \text{konstant}$) nicht zu erreichen. Es erfordert einen *progressiven* Verlauf der *Federkennung*. Eine zu weiche Federung verfügt über geringe Rückstellkräfte, was bei schneller Geländefahrt zur Verringerung der Bodenfreiheit führt.

- *Großes Arbeitsvermögen/große Federwege:*

Die Fahrzeugfederung soll in der Lage sein, eine möglichst große Schwingungsenergie aufzunehmen, d.h. es ergibt sich die Forderung nach einem hohen Arbeitsaufnahmevermögen W_F (Schluckvermögen).

$$W_F = \int F_F(z_F) \cdot dz_F \quad 5/15$$

mit der Federkraft (Gleichung 5/9):

$$F_F = c_F \cdot z_F$$

erhält man für eine mechanische Feder mit konstanter Federsteifigkeit:

$$W_F = \frac{1}{2} \cdot c_F \cdot z_F^2 \quad 5/15a$$

Gleichung 5/15a zeigt die Möglichkeiten, das Arbeitsaufnahmevermögen über die Federsteifigkeit und/oder den Federweg zu steigern, wobei die Vergrößerung des Federwegs quadratisch wirksam ist. In Abb. 5.36 ist die Auswertung dieses Problems für verschiedene Parameter durchgeführt.

Die Fläche unter den Kurven ist ein Maß für das Arbeitsvermögen, der Anstieg, die Federsteifigkeit, gibt die Härte der Feder an.

Eine *Vergrößerung des Federweges bei konstanter Federsteifigkeit* (Abb. 5.36a) stellt die wirksamste Möglichkeit dar, eine größere Schwingungsenergie aufzunehmen. Außerdem bewirkt eine Vergrößerung in positiver Richtung (Einfedern) ein Anwachsen des Schluckvermögens. D.h. höhere Bodenwellen können im überkritischen Fahrzustand aufgenommen werden, damit kann die Gefahr der Hartanschlagberührungen mit hohen Aufbaubeschleunigungen verringert werden. In negativer Richtung (Ausfedern) verbessert eine Vergrößerung die Fahrsicherheit, da beim Absinken in Bodenmulden der Eingriff der Führungszähne der Kette in den Laufrollen/-rädern erhalten bleibt.

Die konstante Federsteifigkeit verändert nicht das Schwingverhalten gemäß Gleichung 5/1 mit Gleichung 5/3 bzw. 5/5.

Nachteilig ist eine Zunahme der maximalen Federkraft, die an allen Übertragungsbauteilen und Abstützstellen der Wanne ertragen werden muss. Außerdem

wird hier eine große Anforderung an die Federkonstruktion bzw. den -werkstoff gestellt.

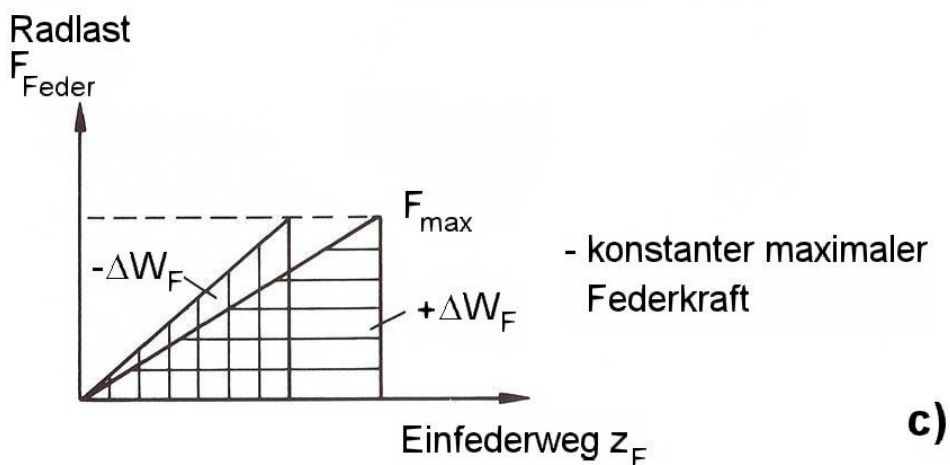
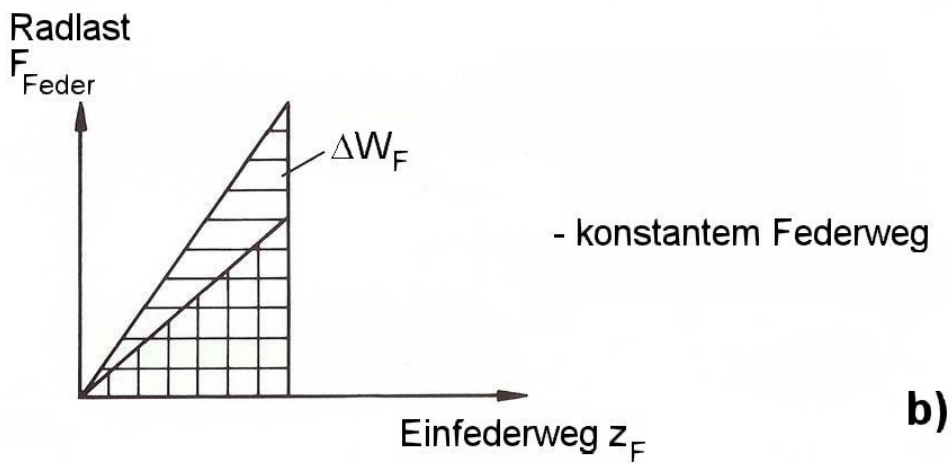
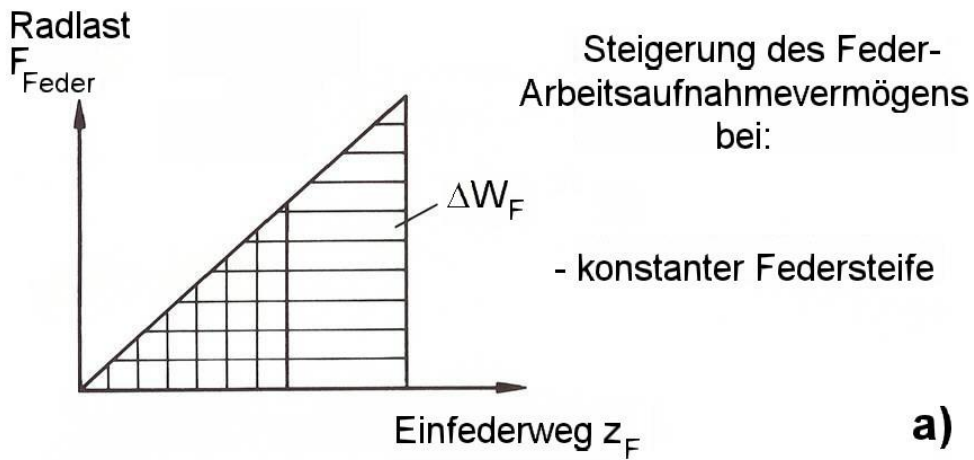


Abb. 5.36: Federkennlinien linearer, mechanischer Federn

Die *Zunahme der Federsteifigkeit* (Abb. 5.36b) bietet die Möglichkeit des größeren Arbeitsaufnahmevermögens, ohne den maximalen Einfederweg zu vergrößern. Gleichzeitig werden die Rückstellkräfte erhöht, so dass die Wanne geringere Nickschwingungsausschläge vor allem beim Anfahren und Bremsen durchführt, die als unangenehm empfunden werden.

Es ist zu beachten, dass sich das Bewegungsgesetz in Richtung einer Zunahme der Eigenfrequenz ändert. Hierdurch wird eine zu lange Schwingungsdauer mit der Gefahr der Seekrankheitsfrequenz vermieden.

Eine Vergrößerung der Federsteifigkeit bedeutet aber zugleich eine sehr starke Zunahme der Radkräfte beim Überfahren von Hindernissen und beinhaltet die Gefahr, dass die Federn zum Stoßdurchleiter in die Wanne werden.

Dies tritt nicht auf, wenn *die maximalen Federkräfte* begrenzt bleiben (Abb. 5.36c). Hier ist zu beachten, dass die Feder weicher wird und damit die Eigenfrequenz sinkt, sowie größere Schwingungsausschläge bei gleichen Störkräften auftreten (Nicken beim Anfahren und Bremsen).

Dem muss mit einer entsprechenden Dämpfungsabstimmung entgegengewirkt werden. Die statische Radlast bewirkt ein größeres Einfedern im Ausgangszustand, so dass eventuell eine größere Laufrollen-/räderanzahl erforderlich wird. Die erreichbaren Federwege werden einerseits durch die Festigkeit des Federwerkstoffs begrenzt, andererseits durch bauliche Beschränkungen, zum Beispiel Schwingarmlängen.

Beim Durchfedern sind Hartanschlagberührungen - ohne vorherige Ankündigung durch entsprechendes Beschleunigungsverhalten für den Fahrer (vergl. oben) - zu vermeiden. Es ist eine *progressive Federkennung* erforderlich. Es werden deshalb - zumindest bei den heute noch meistens verwendeten Stahlfedern - vor den Anschlägen an der Wanne Zusatzfedern angebracht. Sie erzeugen mit der parallelgeschalteten Hauptfeder eine steilere, im Prinzip progressive Federkennlinie (Abb. 5.37). Die Federn verhärten, um so größere Kräfte aufnehmen zu können. Außerdem wird das Fahrzeug beim Überfahren des Hindernisses dadurch angehoben, so dass die Gefahr eines Umlenkrollen- bzw. Trieb-radaufsetzers verringert wird. Statt der Zusatzfedern sind auch Dämpfersysteme möglich (vergl. Kapitel 5.4.2.2).

Bei Gefechtsfahrzeugen findet man Einfederwege, die ungefähr 2 bis 4 mal größer als der Ausfederweg sind. Für die Spurrhaltung bei Geländefahrt sind große Ausfederwege nötig, so dass bei Systemen mit großen Einfederwegen der Faktor 1 bis 2 gefordert werden kann. Für das Überfahren von Hindernissen im

Bereich der Höchstgeschwindigkeit haben sich Einfederwege von mindestens 1,35 mal Hindernishöhe als sinnvoll erwiesen.

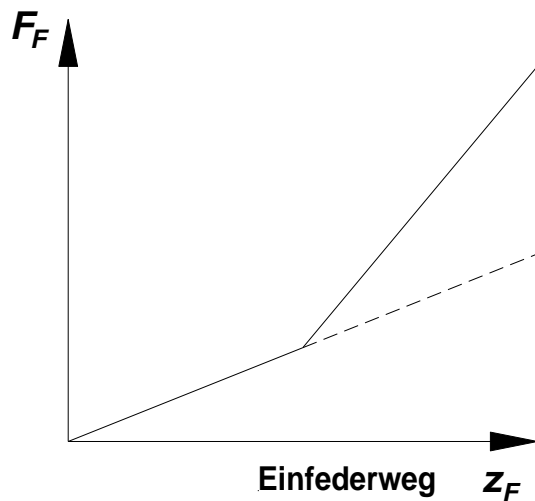


Abb. 5.37:

Federkennlinie mit parallel zugeschalteter Zusatzfeder

- *Beladungsunabhängige Eigenfrequenz:*

Dies ist eine fahrdynamische Forderung. Auf Grund der Erfahrungen des Fahrers ist es günstig, wenn die Informationsqualität des Fahrzeugs sich durch den Beladungszustand nicht ändert.

Man erkennt mit der Gleichung 5/3 für die Hubkreiseigenfrequenz, dass die Federsteifigkeit proportional mit der Masse ansteigen muss. Das bedeutet, es ist eine progressive Federkennung erforderlich. Allerdings lässt sich diese dem Beladungszustand angepasste Progressivität nur mit volumengeregelten Gasfedern erreichen.

Für Gefechtsfahrzeuge, Zug- oder Arbeitsmaschinen ist diese Anforderung weniger relevant.

5.3.2.2 Federarten

5.3.2.2.1 Stahlfedern

Die heute vor allem verwendeten Federarten sind die Drehstabfedern (Torsions-) und die Schraubenfedern. Bei älteren Fahrzeugtypen wurden noch Blattfeder und Tellerfedern verwendet. Darüber hinaus findet man als paralleleschaltete Zusatzfedern noch die Kegelstumpffeder.

Kennlinien:

Für die Drehstabfedern (Torsions-) gilt nach HOOK

$$M_{TF} = c \cdot \hat{\alpha}$$

5/16

und für die übrigen Stahlfedern Gleichung 5/9

$$F_F = c_F \cdot z_F .$$

Blattfedern:

Ein Vorteil der Blattfedern ist, dass sie neben den Hochkräften auch die Längs- und Seitenkräfte abstützen können. Sie werden in zwei Ausführungen vor allem im Nutzfahrzeugbau verwendet. Die modernere Parabelfeder ist ca. 50 % leichter als die konventionelle Trapezfeder mit ausgewalzten Blattenden. Wegen ihres gewölbten Längsquerschnittes weist sie gegenüber der Trapezfeder keine dämpfende Wirkung durch Reibung auf. Sie kann deshalb weicher ansprechen und unterliegt nicht dem mit der Reibung verbundenen Verschleiß. Die Reibung der Trapezfedern reicht für die Dämpfung hochbeweglicher Kettenfahrzeuge aber allein nicht aus.

Zu den oben angesprochenen Anforderungen kann für die Blattfeder folgendes festgestellt werden:

- *Frequenz möglichst niedrig halten:*
Das kann mit der Blattfeder realisiert werden, auf jeden Fall mit der Parabelfeder.
- *Stoßbelastung möglichst gering halten:*
Das ist mit der Parabelfeder erreichbar.
- *Großes Arbeitsvermögen/große Federwege:*
Das ist mit der Blattfeder wegen der erforderlichen großen Blattlängen nicht möglich. Entsprechende Übersetzungsgetriebe wären aufwändig, schwer und raumintensiv.
- *Progressive Federkennung:*
Die hier geforderte Progressivität lässt sich durch die parallele Anordnung von Blattfedern unterschiedlicher Federsteifigkeit erreichen, die nach gewissem Einfederweg zusätzlich beaufschlagt werden. Die Federkennlinie ist dann gestuft (vergl. Abb. 5.37). Statt dieser Kombination ist auch die kompaktere Lösung mit einer anderen parallel geschalteten Zusatzfeder oder einem Dämpfer (vergl. Kapitel 5.4.2.2) möglich.

Schraubenfedern:

Die Schraubenfedern sind leichter als die Blattfedern. Die Schraubenfeder kann nur

Hochkräfte abstützen und zählt wie die Blattfeder anteilmäßig zu der ungefederten Masse. Schraubenfedern sind an ihren hochbelasteten Oberflächen gegen scharfkantige Fremdkörper empfindlich. Bei den Christi-Laufwerken in ihrer Urform waren Schraubenfedern in der Wanne untergebracht. Heute ist der israelische KPz Merkava mit außenliegenden, teilweise abgedeckten Schraubenfedern ausgerüstet Abb. 5.38.



Abb. 5.38:
Schraubefederung KPz Merkava

Zu den oben angesprochenen Anforderungen kann für die Schraubenfeder folgendes festgestellt werden:

- *Frequenz möglichst niedrig halten:*
Das kann mit der Schraubenfeder realisiert werden.
- *Stoßbelastung möglichst gering halten:*
Das ist mit der Schraubenfeder erreichbar.
- *Großes Arbeitsvermögen/große Federwege:*
Große Federwege können mit der Schraubenfeder erreicht werden (KPz Merkava bis 600 mm Gesamtfederweg). Bei den damit erforderlichen großen Längen ist wegen der Knickgefahr auf eine entsprechende Abstützung zu achten
- *Progressive Federkennung:*
Mit über der Länge veränderlicher Drahtstärke (teure Fertigung), veränderlicher Windungssteigung oder/und Windungsdurchmesser lässt sich eine progressive Federkennung erreichen. Daneben ist die Parallelschaltung einer Zusatzfeder mit der gestuften Federkennung genauso möglich, ebenso statt der Zusatzfeder ein entsprechender Dämpfer (vergl. Kapitel 5.4.2.2).

Drehstabfedern (Torsions-):

Die Drehstabfeder stellt quasi eine gestreckte Schraubenfeder dar, so dass die Federungseigenschaften im wesentlichen die gleichen sind.

Sie werden als zylindrische Torsionsstäbe oder als zu einem Torsionsstab gebündelte Blattfedern ausgeführt. Daneben gibt es auch Stäbe mit mehreckigem Querschnitt und mehrere zylindrische Drehstäbe gebündelt.

Der zylindrische Drehstab ist leichter als die Schraubenfeder. Bei Einzelaufhängungen liegt er quer zur Fahrrichtung geschützt in der Wanne des Fahrzeugs und gehört damit zu den gefederten Massen. Dadurch beansprucht er allerdings eine zusätzliche Bauhöhe je nach Fahrzeuggröße von ca. 10 - 15 cm und führt zu Schwierigkeiten in der Instandsetzung bei Minenschäden.

Zu den oben angesprochenen Anforderungen kann für die Drehstabfeder folgendes festgestellt werden:

- *Frequenz möglichst niedrig halten:*
Das kann mit der Drehstabfeder realisiert werden.
- *Stoßbelastung möglichst gering halten:*
Das ist mit der Drehstabfeder erreichbar.
- *Großes Arbeitsvermögen/große Federwege:*
Große Federwege können mit der Drehstabfeder erreicht werden (> 500 mm Gesamtfederweg, vergl. Kapitel 5.4.2.2).
- *Progressive Federkennung:*
Mit über der Länge veränderlichem Querschnitt ließe sich eine progressive Federkennung erreichen. Allerdings ist die Fertigung aufwändig, so dass man auf den Drehstab mit konstantem Querschnitt zurückgreift. Seine Federkennung ist linear, so dass die Progressivität nur gestuft mit Hilfe parallel geschalteter/m Zusatzfeder oder Dämpfer möglich ist (vergl. Kapitel 5.4.2.2).

Tellerfedern:

Die Tellerfedern (vergl. Kapitel 5.4.2.1) vermögen hohe Kräfte bei kompakten Abmessungen abzustützen. Ihre Kennlinie lässt sich durch ihre Abmessungsverhältnisse von Dicke und Federhöhe sowie Federweg der einzelnen Scheibe von degressiv bis linear variieren. Die Tellerfedern können zu Paketen (aufeinandergelegt, parallelgeschaltet) und Säulen (hintereinandergeschaltet) zusammengefaßt werden (Abb. 5.39). Mit den Kombinationen aus Paketen, Säulen und Einzelscheiben lassen sich beliebige Federkennlinien erzeugen und den Anforderungen anpassen.

Bei der Federbewegung kommt es zu erheblichen, dämpfenden Reibkräften zwischen den Scheiben und der Abstützung.

Im Fahrzeugbau wird die Tellerfeder sehr selten angewendet.

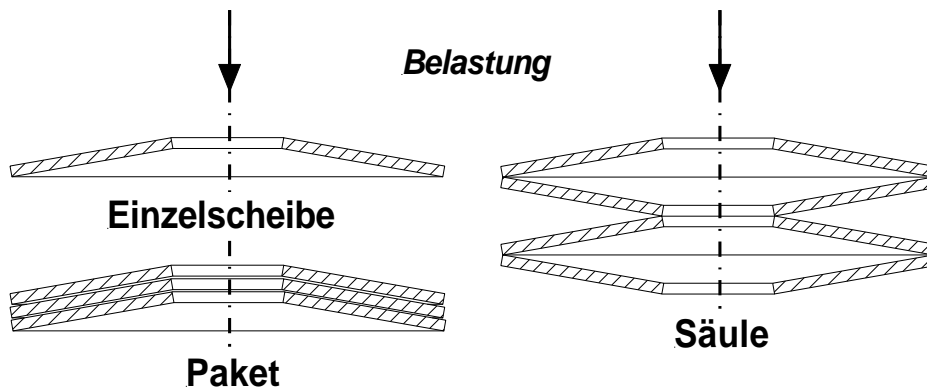


Abb. 5.39: Tellerfedern

Zu den oben angesprochenen Anforderungen kann für die Tellerfeder folgendes festgestellt werden:

- *Frequenz möglichst niedrig halten:*
Das kann mit der Tellerfeder grundsätzlich realisiert werden. Dies ist aber im Zusammenhang mit den hohen Reibkräften zu sehen.
- *Stoßbelastung möglichst gering halten:*
Das ist wegen der Reibung schwer erreichbar.
- *Großes Arbeitsvermögen/große Federwege:*
Im Zusammenhang mit den großen Federkräften sind die bei den Gefechtsfahrzeugen heute üblichen Gesamtfederwege von > 300 mm nur schwer zu verwirklichen.
- *Progressive Federkennung:*
Die Progressivität lässt sich mit Hilfe der oben beschriebenen Kombinationen erreichen, das weiche Ansprechverhalten der Federung aber nicht.

5.3.2.2.2 Gummifedern

Die Gummifedern werden im Fahrzeugbau vor allem als Druck-, d.h. als Zusatzfedern vor dem Endanschlag, oder bei leichten Fahrzeugen als Torsionsfedern ausgelegt.

Durch die Hysterese des Gummis ist zumindest teilweise die Übernahme der Aufgaben der Schwingungsdämpfung möglich. Allerdings ist die Hysterese mit Wärmeentwicklung im Gummi verbunden, so dass in der Regel zusätzliche Dämpfer am Fahrzeug erforderlich sind.

Zu beachten ist, dass vor allem durch die in der Gummimischung vorhandenen Naturkautschukanteile die Federn altern und gegen Flüssigkeiten auf Mineralölbasis nicht resistent sind. Unter ständiger Last kriechen die Federn.

Zu den oben angesprochenen Anforderungen kann für die Gummifeder folgendes festgestellt werden:

- *Frequenz möglichst niedrig halten:*
Das kann mit der Gummifeder grundsätzlich realisiert werden.
- *Stoßbelastung möglichst gering halten:*
Das ist mit der Gummifeder erreichbar.
- *Großes Arbeitsvermögen/große Federwege:*
Große Federwege sind wegen der Walkarbeit und des erforderlichen Bauraums kaum darstellbar. Die bei den Gefechtsfahrzeugen heute üblichen Gesamtfederwege von > 300 mm sind nicht zu verwirklichen.
- *Progressive Federkennung:*
Eine progressive Federkennung ist möglich. Die Federkennlinie ist von der Form und der Ausführung der Verbindung des Gummis mit seiner Auflage und der Gummizusammensetzung abhängig.

5.3.2.2.3 Gasfedern

Die Federarbeit erfolgt hier durch die Volumenänderung, so dass sie mit Hilfe der Gasgleichung beschrieben werden kann.

Die Gasfedern werden im Fahrzeugbau vor allem als Luftfedern ausgeführt. Die Luftfedern sind aber für Gefechtsfahrzeuge wegen des Raumbedarfs wenig geeignet. Außerdem müssen die Federelemente vor Beschädigungen geschützt werden. Dagegen sind die *hydropneumatischen Feder-Dämpfer-Elemente* (kurz: *Hydrop-Feder*) mit ihrem wegen der hohen Gasdrücke geringeren Volumen hier von Interesse (vergl. Kapitel 5.4.2.3).

Zu den oben angesprochenen Anforderungen kann für die Gasfeder folgendes festgestellt werden:

- *Frequenz möglichst niedrig halten:*
Das kann mit der Gasfeder realisiert werden.
- *Stoßbelastung möglichst gering halten:*
Das ist mit der Gasfeder erreichbar.
- *Großes Arbeitsvermögen/große Federwege:*
Große Federwege können mit der Gasfeder erreicht werden (> 500 mm Gesamtfederweg).

- *Progressive Federkennung:*

Die Federkennlinie ist prinzipbedingt progressiv. Sie ist abhängig vom Polytropenexponenten (Gasgleichung) und je nach Ausführung von der Querschnittsfläche. Hier kann mit einer über dem Federweg veränderlichen Fläche die Kennlinie in ihrem Verlauf beeinflusst werden.

5.3.3 Schwingungsdämpfung

5.3.3.1 Anforderungen

Die Auslegung eines Federsystems ist nur im Zusammenhang mit den Dämpfern möglich. Dabei kann die Anwendung von Dämpfern nur als Kompromiss gesehen werden. Einerseits haben sie die Aufgabe, dem schwingenden System Energie zu entziehen und so die Schwingung möglichst schnell zum Abklingen zu bringen. Andererseits beeinträchtigen die dazu erforderlichen Kräfte den Einfedervorgang und bewirken Stöße auf die Wanne und damit Vertikal- bzw. Nickwinkelbeschleunigungen (Gleichung 5/17, Bewegungsgleichung für das Einmassenschwingungsmodell in vereinfachter Form);

$$\ddot{z}_W = \frac{F_D}{m} + \frac{F_F}{m} \quad 5/17$$

mit der Dämpferkraft F_D .

Besser würden daher, wenn dieses konstruktiv möglich ist, Schwingungstilger die Aufgabe erfüllen, die die Energie des schwingenden Systems ohne Dämpfung aufnehmen und zu einem geeigneten Zeitpunkt wieder freisetzen.

Dämpfung wird durch Coulomb'sche Reibung in allen Lagern und durch das eigentliche Dämpfungsbauteil durchgeführt. Dazu lassen sich zwei grundsätzliche Anforderungen an Schwingungsdämpfer formulieren:

- sie müssen ein möglichst großes *Arbeitsaufnahmevermögen* (Energie-, Schluckvermögen), aufweisen;
- sie müssen die *Dämpfungskraft* dem Beladungszustand anpassen können, um eine fahrdynamisch wünschenswerte beladungsunabhängige Vertikalbeschleunigung zu erhalten (vergl. Gleichung 5/17).

Diese zweite Anforderung ist nur für lastentragende Kettenfahrzeuge relevant, nicht für Gefechtsfahrzeuge, Zug- oder Arbeitsmaschinen.

Dabei ist zu berücksichtigen, dass die Größe der Dämpfung im Fahrbetrieb durch verschiedene Parameter veränderlich ist. Die wichtigsten sind

- Einfedergeschwindigkeit
- Temperatur
- Verschleiß.

Die *Einfedergeschwindigkeit* (hier vereinfacht der vertikalen Radgeschwindigkeit v_{vertikal} gleichgesetzt) stellt die wesentliche Größe für den Dämpfungsvorgang (entsprechend Dämpfungskraft F_D) dar. Der Zusammenhang kann durch Gleichung 5/18 beschrieben werden, in dem der (Dämpfungs-)Faktor k (auch Dämpfungszahl, -konstante) durch Dämpfungsart, Baugröße und Eigenfrequenz festgelegt wird.

$$F_D = k \cdot v_{\text{vertikal}}^n = k \cdot \dot{z}_F^n \quad 5/18$$

Eine Veränderung des Exponenten n ergibt die Dämpferkennlinien (Dämpferauslegung) der Abb. 5.40. Hier ist der Dämpfungsfaktor k zum Vergleich konstant angenommen worden.

Damit lässt sich eine Zuordnung zu den technisch verwendeten Dämpfern durchführen.

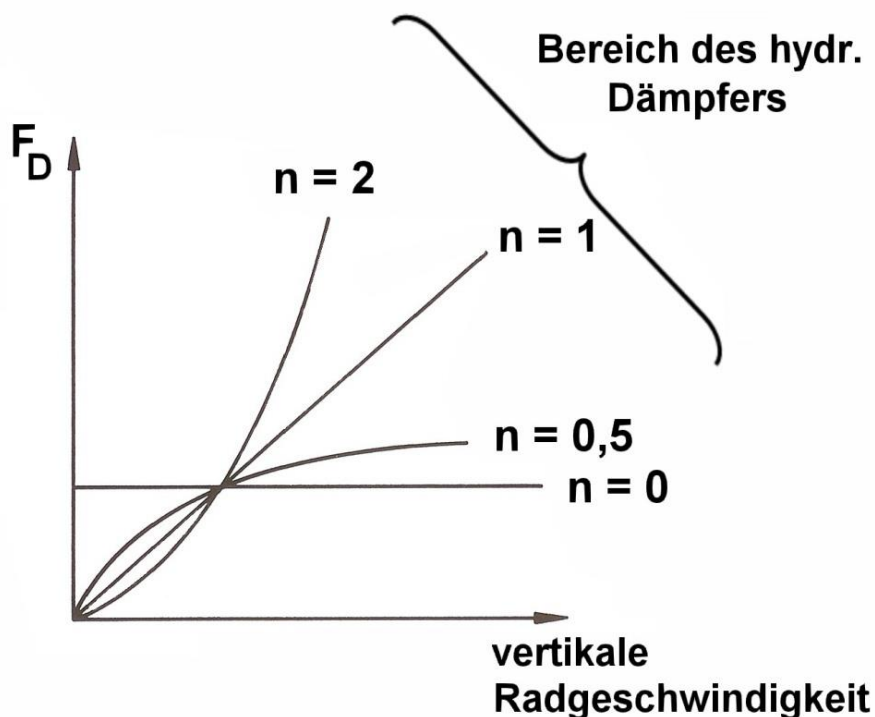


Abb. 5.40: Dämpferkennlinien

Beim *hydraulischen Dämpfer* ist beim Exponenten $n = 1$ bis 2 ein progressiver Anstieg der Dämpfungskraft zu verzeichnen, wobei folgende Grenzbereiche auftreten. Bei sehr

langsamen Einfedervorgängen, zum Beispiel beim Anfahren und Bremsen, ist ein solcher hydraulischer Dämpfer nahezu wirkungslos. Daher ist in diesem Fahrzustand ein Aufschaukeln mit folgendem Durchschlagen möglich. Bei hohen Einfedergeschwindigkeiten verhärtet der Dämpfer und wird zunehmend zum Stoßdurchleiter. Daher überträgt dieser hydraulische Dämpfer, der auf eine ausreichende Wirkung im Bereich kleiner Einfedergeschwindigkeiten ausgelegt wird, sehr starke Stöße, die bei hoher Schwingungsfrequenz auch bei kleiner Amplitude erregt werden, zum Beispiel beim Abrollen des Laufwerks in der Kette (vergl. Kapitel 5.3.1.1). Der Exponent 2 wird mit einer Drosselung z.B. einem Ringspalt und der Exponent 1 wird mit einem Ventil ohne Vorspannung im Hydraulikstrom erreicht.

Ein günstiges Geschwindigkeitsverhalten zeigt ein Dämpfer mit einer Kennlinie entsprechend dem Exponenten $1 > n \geq 0,5$, da hier die Dämpfungskraft schon bei kleinen Einfedergeschwindigkeiten (also im Bereich der Fahrzeugeigenfrequenzen) zunimmt, ohne dass es zu großen Verhärtungen im oberen Bereich kommt. Außerdem hat ein Dämpfer dieser Charakteristik über den Einfederweg hinweg das größte Arbeitsaufnahmevermögen. Er erfüllt die oben definierte Anforderung. Diese Kennlinie ist mit hydraulischen Dämpfern mittels vorgespannter Ventile möglich.

Der *mechanische Dämpfer (Reibungsdämpfer)* arbeitet geschwindigkeitsunabhängig ($n = 0$), wenn man von der Erhöhung im „Losbrech -“, dem Haftreibungszustand (Geschwindigkeit Null) absieht. Hieraus ergibt sich ebenfalls ein gutes Ansprechverhalten gegen niederfrequente Schwingungen ohne eine Verhärtung bei großen Geschwindigkeiten. Er ist daher günstig gegen die Anfahr- und Bremsnickschwingungen einzusetzen. Die konstruktive Anpassung an einen vorgegebenen Auslegungszustand bewirkt aber, dass der Dämpfer immer hart wirkt. Dies wirkt sich nachteilig bei vertikalen Einfederungen geringer Geschwindigkeit aus. Der Dämpfer mit wegabhängiger Reibkraft ist hier günstiger. Er kann die Schwingungen ähnlich gut wie der Hydraulikdämpfer abbauen, wobei die Ausklingschwingung einen etwas steileren Verlauf aufweist, der Dämpfer also insgesamt etwas härter ist. Der Dämpfer mit konstanter Reibkraft über dem Hub hat die Eigenart, dass nach der Störung beim Ausschwingen nicht unbedingt die statische Ruhelage wieder erreicht wird.

Bei den Reibungsdämpfern erhält der Fahrer durch den Dämpfer keine geschwindigkeitsabhängige Information über den Fahrzustand. Deshalb müssen, damit es für ihn nicht zu überraschenden Aufsetzern kommt, die Federung eine progressive Kennung aufweisen bzw. zusätzliche Dämpfungselemente vor dem Endanschlag installiert werden.

Unter Berücksichtigung der bisher gestellten Anforderungen ist es wünschenswert, wenn die Kennlinie der Schwingungsdämpfer den verschiedenen Fahrzuständen anpassbar ist. So benötigt man bei der kritischen Geschwindigkeit (bei Eigenfrequenz) eine große Dämpfungskraft F_D und bei überkritischer Fahrt kleinere Dämpferkräfte, da die Aufbaubewegungen geringer sind, die Laufrollen/-räder aber letztendlich der Bodenform folgen müssen. Bei unterkritischer Fahrt ist eine mittlere Dämpfungskraft erforderlich und beim Beschleunigen und vor allem Bremsen wiederum eine große Dämpfungskraft. Im Bereich von Fahrgeschwindigkeiten von etwa oberhalb 60 km/h werden die Drosselemente der Hydraulikdämpfer durch die durch das Überrollen der Kettengelenke erzeugten Schwingungen mit Frequenzen von etwa 90 bis 100 Hz und Amplituden im Bereich von ca. 4 bis 7 mm stark belastet. Es empfiehlt sich daher in diesem Bereich dämpfungsfrei zu fahren.

Dämpfung heißt Umsetzung von Schwingungs- in Wärmeenergie. Es ist daher bedeutsam, inwieweit es gelingt, diese Wärme vom Dämpfungsbauteil abzuführen. Große Abstrahlungsflächen oder die wärmeleitende Verbindung zu großen Massen, z.B. zur Wanne, wirken sich günstig aus. Bei der zwangsläufigen Erwärmung - es werden bei schneller Geländefahrt Temperaturen $> 150^\circ \text{C}$ erreicht - des Dämpfers ist zu fragen, inwieweit die verwendeten Werkstoffe temperaturbeständig sind (s.u.) und wie sich die Kennlinie in Abhängigkeit der *Temperatur* ändert. Bei hydraulischen Dämpfern ändert sich die Dämpfungskraft zwar prinzipiell durch die Temperaturabhängigkeit der Viskosität des Öls, dies wirkt sich erfahrungsgemäß aber nur gering aus. Bei mechanischen Dämpfern ist im Laufe der Entwicklung für Kettenfahrzeuge heute ebenfalls eine ausreichende Wärmeunempfindlichkeit erreicht.

Der *Verschleiß* führt zu einem Nachlassen der Dämpfung, wobei der mechanische Dämpfer prinzipbedingt ungünstiger liegt. Hier ist problematisch, dass das Nachlassen der Dämpferwirkung mit Truppenmitteln nur unzureichend überprüfbar ist.

Als Besonderheiten der Anforderungen an Dämpfer ist zunächst das asymmetrische Verhalten zu nennen, das ähnlich dem an Radfahrzeugen verlangt wird. Aus Gründen des Fahrkomforts sollen der Einfedervorgang erleichtert, d.h. die Vertikalbeschleunigungen möglichst gering gehalten werden. Damit muss der Dämpfer das geforderte Schluckvermögen besonders beim Ausfedervorgang zur Verfügung stellen. Die Dämpfer sollen demnach in der Zugstufe härter als in der Druckstufe reagieren (KPz Leopard 1 ca. 1,5 : 1). Die Dämpferkraft setzt sich dabei entsprechend Gleichung 5/19 zusammen

$$F_D \approx \frac{F_{DZug} + F_{DDruck}}{2} .$$

5/19

Die zweite Besonderheit ergibt sich aus dem unterschiedlichen Verhalten des Fahrzeugs bei Hub- und Nickschwingungen, deren Eigenfrequenzen ca. im Faktor 2 auseinanderliegen. Würden die Dämpfer den unangenehmen Nickschwingungen angepasst, so wären sie in Bezug auf die Hubschwingungen zu hart ausgelegt. Zu fordern wäre ein Verhalten, bei dem, ähnlich dem Wankvorgang bei Radfahrzeugen, nur das einseitige Ein- bzw. Ausfedern der vorderen und hinteren Laufrollen/-räder behindert und somit die Nickbewegung um die Fahrzeugquerachse erschwert würde, während bei gleichgerichteter Bewegung aller Laufrollen/-räder diese Maßnahme ausgeschaltet wäre (vergl. Kapitel 5.5).

5.3.3.2. Dämpferarten

5.3.3.2.1 Hydraulikdämpfer

Sie werden als Teleskopdämpfer (auch als Lineardämpfer bezeichnet) oder als Drehflügeldämpfer ausgeführt.

Teleskopdämpfer:

Sie werden als Ein- und Zweirohrdämpfer gebaut.

Der *Einrohrdämpfer* besitzt ein unter Druck stehendes Gasvolumen, das das (inkompressible) Ölvolumen entsprechend der Kolbenstange in der Druckstufe aufnimmt. Bei der Federauslegung ist dieses Gaspolster zu berücksichtigen, da es gleichzeitig auch als zusätzliche Feder wirkt. Die Baulänge des Dämpfers lässt sich durch eine aufwändige Lösung verringern, bei der das Gasvolumen in einem eigenen Behälter abseits/neben dem Dämpfer installiert wird. Dies bietet allerdings die Möglichkeit neben der Drosseleinheit im beengten Kolben eine zweite in der Verbindung unterzubringen. Beim *Zweirohrdämpfer* (KPz Leopard 1 - Familie, SPz Marder, Abb. 5.41) wird dem Dämpfer ein zweites Rohr übergestülpt, so dass das Kolbenstangenvolumen im Zwischenraum (Reserveraum) aufgenommen werden kann. Der Dämpfer baut kürzer als der Einrohrdämpfer und hat neben der Drosseleinheit im Kolben grundsätzlich eine weitere im Übergang zwischen den beiden Rohren. Der Reserveraum im äußeren Rohr kann beliebig gestaltet, d.h. den vorhandenen Platzverhältnissen angepasst werden (bei Einbau im Laufwerk auch unter Beachtung der Anforderungen bezüglich der Selbst-

reinigung). Auch die Kühlung lässt sich durch Form und Volumen verbessern. Bezüglich der Kühlung ist die relativ ungeschützte Anbringung im Laufwerk günstig. Der Reserveraum muss genügend groß ausgeführt sein, damit die Ölverschäumung nicht bis in die Drossleinheiten im Boden reicht. Das beinhaltet auch den Nachteil gegenüber dem Einrohrdämpfer, dass er nicht beliebig geneigt eingebaut werden darf. Das Volumen lässt sich kleiner halten, wenn der Dämpfer mit zusätzlichem Gasdruck gegen das Verschäumen gebaut wird.

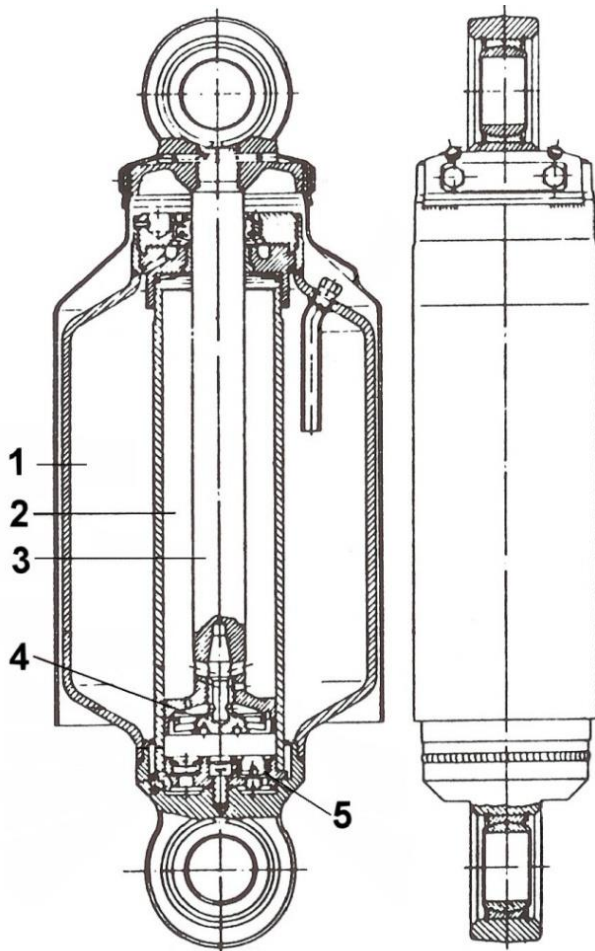


Abb. 5.41:
Hydraulischer Zweirohrdämpfer für
Kettenfahrzeuge
(Schnittbild; 1: Reserveraum,
2: Arbeitszylinder, 3: Kolbenstange,
4: Kolben mit Ventilen, 5: Bodenventil; [39])

Die Einbauverhältnisse im Laufwerk erlauben oft nicht die optimale Anlenkung des Teleskopdämpfers. Die Einbaugeometrie wird durch die beiden Endlagen des Federweges bestimmt, verbunden mit der Lage auf einem möglichst großen Radius um das Schwingenlager. Es gilt, bei der Federbewegung am Dämpfer eine möglichst geringe Änderung der Winkellage zu erzielen. Anderenfalls ergibt sich bei Geländefahrzeugen mit ihren großen Federwegen, dass die Wirkung des Dämpfers durch den mit zunehmendem Federweg abnehmenden Hebelarm (Abb. 5.42) verringert wird.

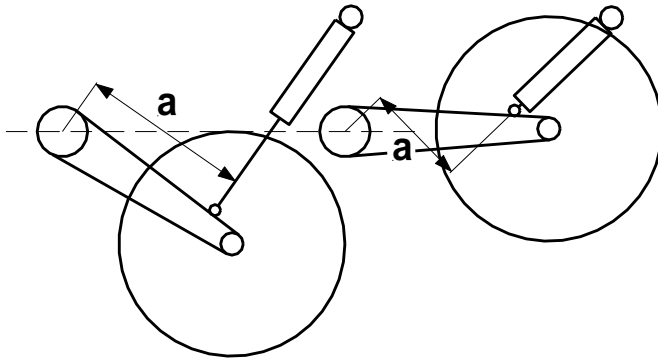
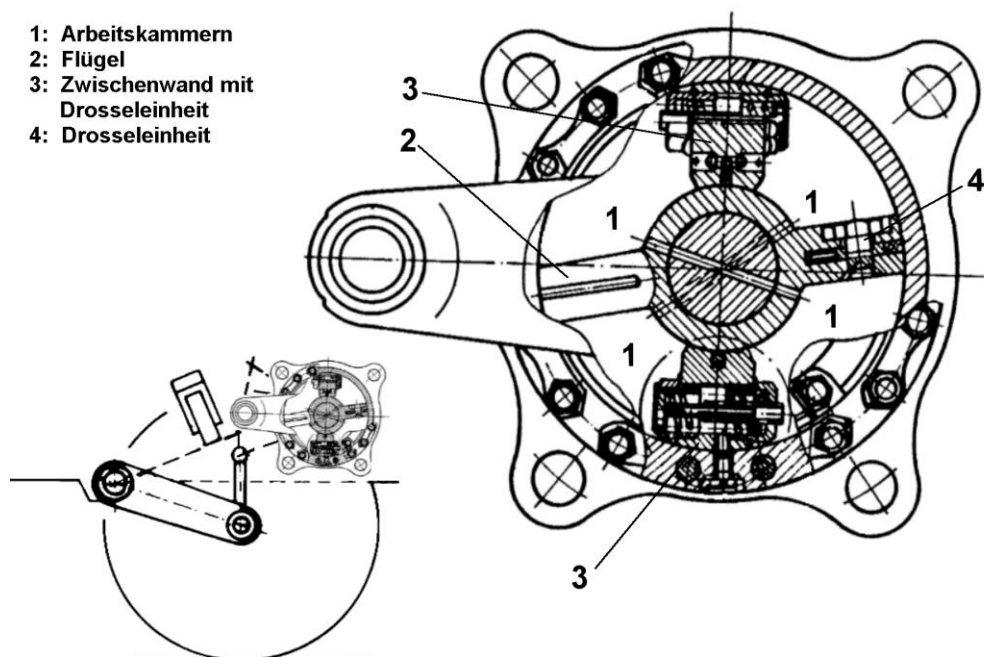


Abb. 5.42:
Teleskopdämpfer: mit dem Federweg
veränderlicher Hebelarm a

Drehflügeldämpfer (z.B. verwendet in den amerikanischen Kampfpanzern M 60 A3 und M1, in den russischen Kampfpanzern T 72, T 80, T 90):

Sie arbeiten nach dem gleichen Prinzip und mit Kennlinien wie die hydraulischen Teleskopstoßdämpfer. Bei ihnen sind die Ventile in den Flügeln oder/und Kammerzwischenwänden installiert (Abb. 5.43). Den Wirkungsnachteil bei großen Federwegen hat der Drehflügeldämpfer nicht. Er wird entweder vom Schwingarm über Hebel angesteuert (Abb. 5.43) oder bei der Drehstabfeder mit der Schwingarmlagerung kombiniert (vergl. unten Rotationsreibungsdämpfer, Kapitel 5.3.3.2.2). Letzteres hat den Vorteil, dass er durch Einbau in die Wanne vor Beschädigungen geschützt wird. Weiterhin ermöglicht die Anbringung an der bzw. in der Wanne, dass die Dämpferwärme von der Wanne aufgenommen wird.



- 1: Arbeitskammern
- 2: Flügel
- 3: Zwischenwand mit Drosseleinheit
- 4: Drosseleinheit

Abb. 5.43: Hydraulischer Rotationsdämpfer (Drehflügel-) des KPz T 72 und Anbringung ([6])

5.3.3.2 Reibungsdämpfer

Sie können als Teleskopstoßdämpfer (Kolbendämpfer) oder als Rotationsdämpfer (Lamellendämpfer) gebaut werden.

Die amerikanischen Kampfpanzer M 47 und M 48 sind mit mechanischen Teleskopstoßdämpfern ausgerüstet, bei denen ein Kolben in einem Zylinder gleitet. D.h. sie arbeiten mit konstanter Reibkraft.

Eine weitere Entwicklung, die im KPz Leopard 2 angewendet wird, stellen konzentrische Reibungsdämpfer (*Rotationsdämpfer*) an der Schwingarmlagerung dar (Abb. 5.44).

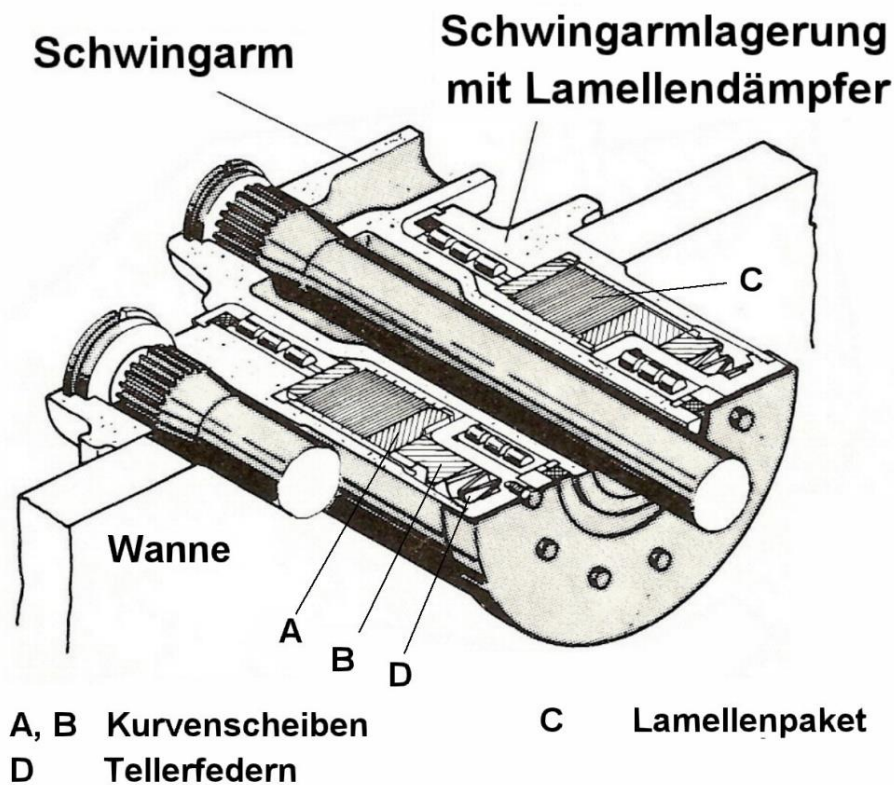


Abb. 5.44: Mechanischer Rotationsdämpfer (Lamellendämpfer) des KPz Leopard 2 (vergl. [38])

Reibungsdämpfer haben einen Kraftverlauf, der unabhängig von der Geschwindigkeit, dazu im Allgemeinen (wie bei den KPz M 47, M 48) auch vom Einfederweg ist. Beim Rotationsdämpfer werden die Reibflächen wegabhängig zusammengedrückt. Dazu verhelfen die beiden, gegeneinander um 180° angeordneten Kurvenscheiben A und B mit über dem Umfang veränderlicher Dicke. Sie stützen sich rotatorisch - wie auch die Lamellen - wechselweise an der Schwinge und am Lagergehäuse ab und erzeugen den

Axialschub mit Unterstützung der Tellerfedern auf die Lamellenpakete. Hieraus ergibt sich ein konstruktiv vorgegebener progressiver Kraftverlauf über dem Einfederweg. Damit kann der Dämpfer weicher auf kleine Vertikalbewegungen reagieren, während Nickschwingungen großer Amplituden stark gedämpft werden. Die Dämpfungswärme wird über die Wannenfestigung abgeleitet. Eine Teflonbeschichtung der Stahllamellen minimiert das Losbrechmoment.

Zu berücksichtigen ist, wie bei allen mechanischen Dämpfern, die Veränderung der Charakteristik durch Verschleiß. Hier wird das mit dem Verschleiß zwischen den Lamellen zunehmende Spiel durch das Zusammenpressen durch die Tellerfedern unterdrückt.

5.3.3.2.3 Elektrorheologische/magnetorheologische Dämpfer

Es sind ventillose Dämpfer in Teleskopbauweise. Die magnetorheologischen Dämpfer werden seit 2006 in der Serie bei PKW verwendet. Bei diesen Schwingungsdämpfern ändert sich die Viskosität des Fluids (Trägerflüssigkeit z.B. Öl mit elektrisch bzw. magnetisch polarisierbaren Partikeln) durch eine angelegte elektrische Spannung (Änderung des elektrischen bzw. Magnetfeldes). Das Fluid nimmt dadurch eine mehr oder weniger faserige Struktur bei sehr schnellem Ansprechverhalten und damit die entsprechend gewünschte, geänderte Viskosität ein. Das bedeutet, die Kennlinie der Dämpfer kann der jeweiligen Fahrsituation angepasst werden.

Diese Dämpfertechnologie ist für schwere Fahrzeuge noch nicht entwickelt. Ihre Verwendbarkeit für Kettenfahrzeuge ist noch nicht untersucht worden.

5.3.4 Konstruktion und Betriebssicherheit

Neben den genannten kraftfahrtechnischen Kriterien sind an Laufwerkssysteme Forderungen zu stellen, die sich unter folgenden Gesichtspunkten zusammenfassen lassen:

- geringes Gewicht
- kleines Bauvolumen
- hohe Betriebssicherheit
- geringer Wartungsaufwand.

Bei der Betrachtung des *Gewichts* ist das Systemgewicht zu sehen, das nicht nur allein die Laufwerksteile erfasst, sondern auch alle Bauteile, die konstruktiv bei der ge-

wählten Lösung bedingt sind. Eine Konzeption mit Drehstabfederung erfordert beispielsweise eine höhere Wanne, deren Mehrgewicht in die Bilanz einzubeziehen wäre. Ferner könnte eine an sich schwere Konstruktion die Einsparung eines Laufrollen/-räderpaares bewirken und damit insgesamt ein geringeres Gewicht aufweisen, allerdings verbunden mit einer schlechteren Bodendruckverteilung.

Hinsichtlich des *Bauvolumens* ist zunächst die Seitenwandgeometrie zu sehen, bei der gewährleistet sein muss, dass alle Laufrollen/-räder ohne gegenseitige Behinderung voll einfedern können.

Darüber hinaus ist unter diesem Gesichtspunkt zu verstehen, welcher Stauraum in der Wanne zur Verfügung steht und welche Fahrzeugsilhouette sich laufwerksbedingt ergibt.

Die Forderung nach hoher *Betriebssicherheit* betrifft die einwandfreie Funktion im Fahrbetrieb, zum Beispiel das Fluchten aller Laufwerksteile oder die Führungssicherheit beim Ausfedern unter der Einwirkung von Kräften.

Zu dieser Forderung gehört ebenso die Dauerfestigkeit des Federsystems, wie die Temperaturbeständigkeit.

Geringer *Wartungsaufwand* bedeutet, dass Pflegestellen im Laufwerk auf ein Minimum reduziert werden sollen. Außerdem muss ein leichtes Auswechseln beschädigter Laufwerksteile möglich sein.

5.4 Eigenschaften ausgeführter Laufwerke

Nachfolgend sollen einige typische Laufwerksarten behandelt werden, an denen besondere Eigenheiten dieser Prinzipien dargestellt werden.

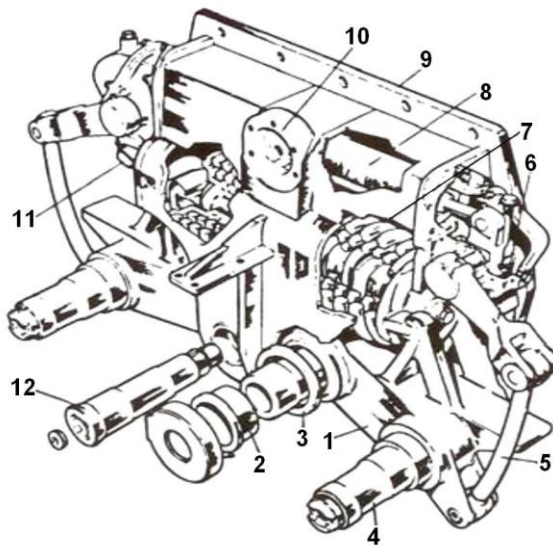
5.4.1 Verbundfederlaufwerke

Das Prinzip der Verbundfederung stellt die älteste Art der Abfederung von Laufwerken dar.

Der erste brauchbare deutsche Sturmpanzerwagen A7V des 1. Weltkrieges besaß beispielsweise pro Kettenseite 3 Laufrollenwagen, in denen je 5 kleine Laufrollen an Schraubenfedern aufgehängt waren.

Als Federelemente kommen neben der Schrauben - (Horstmann-, Abb. 5.45, [33]) noch Blatt-, Kegelstumpf-, Gummi- (Abb. 5.46), Drehstab- und Tellerfedern in Betracht.

Stellvertretend für dieses Prinzip soll das Federaggregat des britischen KPz Chieftain erläutert werden (Abb. 5.45).



Vorderer Laufrollenwagen der Chieftain-Verbundfederung. Es bedeuten: 1 - Schwingarm; 2 - Schwingarmlagerbüchse; 3 - Dichtungsring; 4 - Laufrollenachse; 5 - Dämpferübertragungshebel; 6 - Dämpferhebel; 7 - Federpaket; 8 - Dämpfer; 9 - Laufrollenwagen; 10 - Stützrollensupport; 11 - Gummianschlag; 12 - Schwingarmachse.

Abb. 5.45: Verbundfederung des KPz Chieftain ([33])

Es besteht aus einem Rollenwagen mit zwei Schwingarmen, die sich gegenseitig über eine gemeinsame Schraubenfeder abstützen. Zusätzlich ist eine Pufferfeder (hier eine Gummifeder Nr. 11) zur Erzielung der progressiven Federkennung vor dem Endanschlag eingebaut. Die Grenzen des Federwegs sind erreicht, wenn entweder ein Schwingarm den Anschlag erreicht oder beim gleichzeitigen Einfedern beider Laufrollen eine Abstützung auf der Pufferfeder erfolgt. Ein horizontal angeordneter hydraulischer Teleskopdämpfer (Ziffer 8 in Abb. 5.45) übernimmt die Schwingungsdämpfung. Die Federkennlinie in Abb. 5.47 zeigt, dass nur geringe Federwege erreichbar sind, die beim gleichzeitigen Einfedern noch einmal halbiert werden. Damit können die Laufrollen den Geländekonturen bei hohen Geschwindigkeiten nicht folgen. Dieses Prinzip ist daher nur für Fahrzeuge geringer Beweglichkeit geeignet. Einen gewissen Vorteil haben die Verbundfederungen gegenüber den Einzelaufhängungen auf Fahrbahnen mit kleinen Fahrbahnunebenheiten (die benachbarten Laufrollen federn nicht gleichzeitig ein), indem sich die Last über die gemeinsame Abstützung gleichmäßiger auf die Kette und damit auf die Fahrbahn verteilt.

Ein weiterer Nachteil dieser Federung ist, dass der Ausfall einer Laufrolle zur Bewegungsunfähigkeit des Fahrzeugs führt.

Sind die benachbarten Laufrollen in einem Laufrollenwagen zusammengefasst, der in einem Drehpunkt an der Wanne aufgehängt ist, ergibt sich die Neigung zum Überschlagen, wenn Fremdkörper zwischen Kette und Laufrolle gelangen.

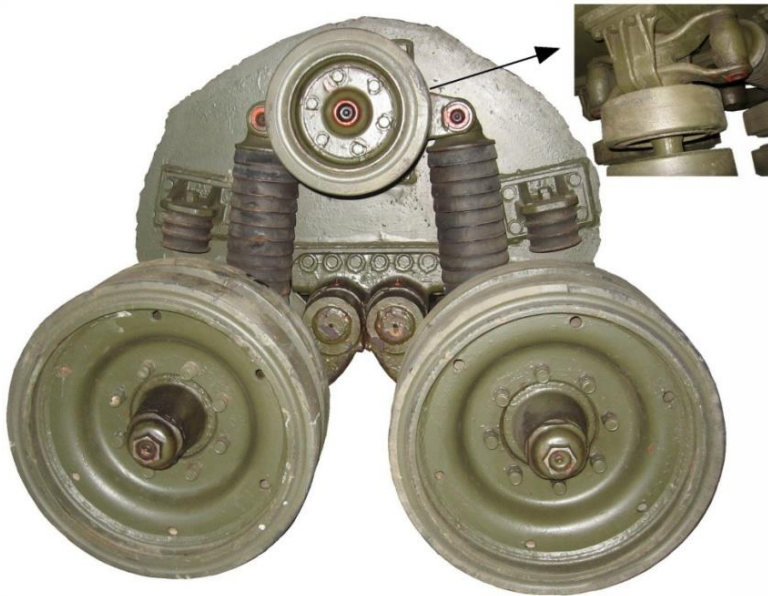


Abb. 5.46:
Verbundfederung des SPz HS 30
(mit zwischen den Gummielementen eingelagerten Metallplatten gegen das Ausknicken)

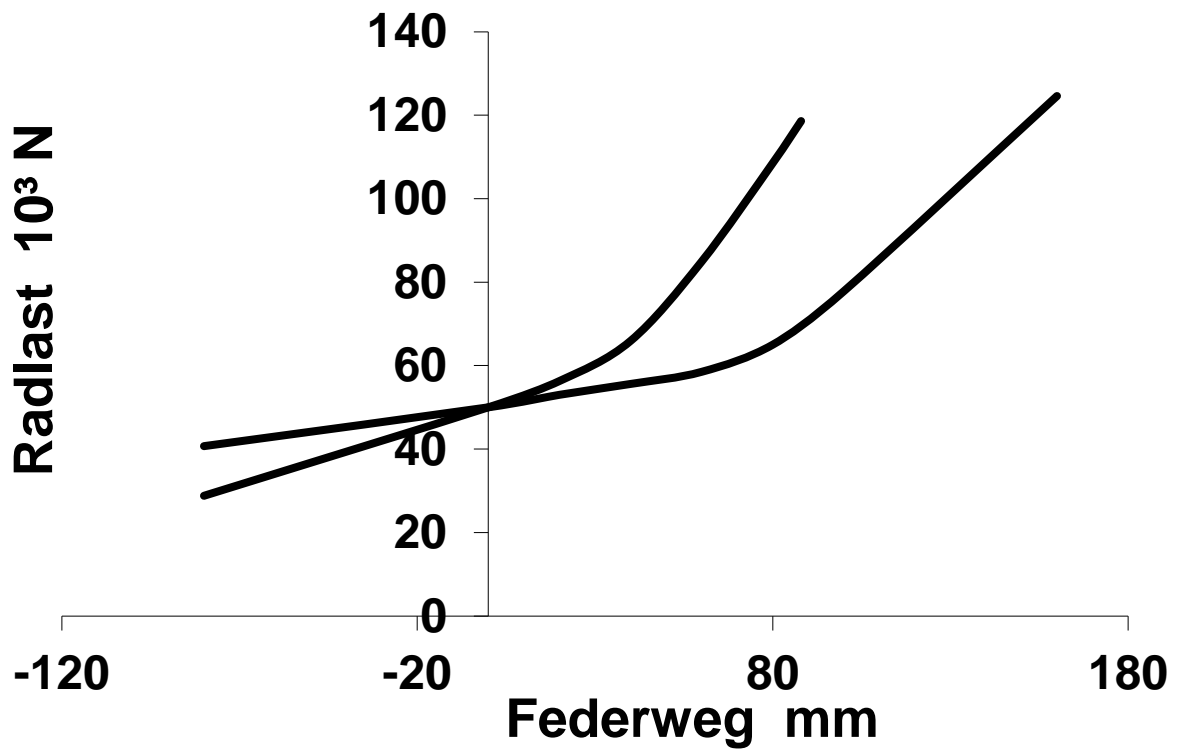


Abb. 5.47: Federkennlinie des KPz Chieftain

Als Vorteil ist weiterhin zu nennen, dass der Laufwagen in der Wanne keinen Platz benötigt und dadurch eine niedrige Fahrzeugsilhouette begünstigt wird. Außerdem vergrößern außen an der Wanne angebrachte Rollenwagen den ballistischen Schutz. Die Federelemente sind zur Instandsetzung leicht zugänglich, außerdem ist ein relativ einfaches Auswechseln eines Rollenwagens möglich. Dem steht als Nachteil ein komplizierter Aufbau mit vielen Gelenken, Verschleißstellen und damit hohem Pflegeaufwand entgegen.

5.4.2 Einzelaufhängungen

5.4.2.1 Federung mit Tellerfedern

Unter den Laufwerksfederungen von militärischen Kettenfahrzeugen der Nachkriegszeit stellt die Einzelaufhängung mit Tellerfedern (System Doubonnet) der Schweizer Kampfpanzer Pz 61 und 68 eine Besonderheit dar (Abb. 5.48).



- 1 Schwingarm
- 2 Schwingarmlagerung an der Wanne
- 3 Stützhebel, feststehend
- 4 Tellerfedern
- 5 Gummianschlag
- 6 Flansch Laufrollenachse
- 7 hydraul. Teleskopdämpfer

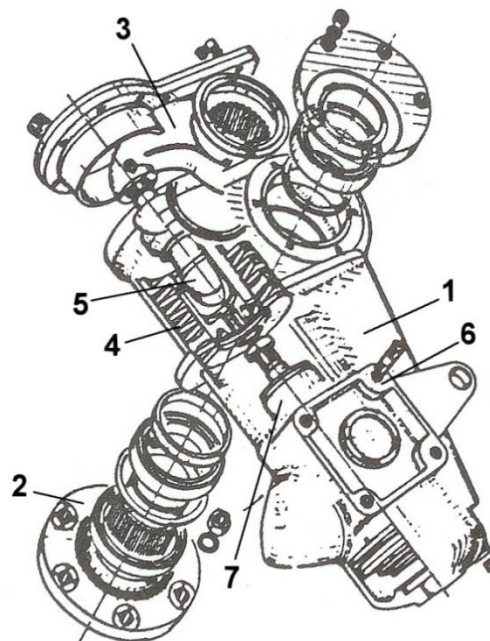


Abb. 5.48: Tellerfederelement mit integriertem hydraulischem Stoßdämpfer des Pz 61 (vergl. [33])

Ein Kennzeichen des Tellerfedersystems ist die starke Eigendämpfung. Daraus resultiert ein besseres Verhalten gegen Nachschwingen, damit gegen Aufschaukeln, aber auch ein insgesamt härteres Ansprechen. Schwingarm und Federgehäuse bilden größere ungefederte Massen, die im Resonanzfall der Laufrollen zu großen Kräften führen.

Die Federwege sind im Vergleich zu modernen Drehstabfederungen gering (Abb. 5.49; Pz 61: 205 mm, Pz 68: 276 mm). Die Progressivität vor den Endanschlag wird durch eine zusätzlich, parallelgeschaltete Gummifeder (Ziffer 5 in Abb. 5.48) erreicht. Die Schwingungsdämpfung übernimmt ein in den Schwingarm mit der Federung integrierter hydraulischer Teleskopdämpfer (Ziffer 7 in Abb. 5.48).

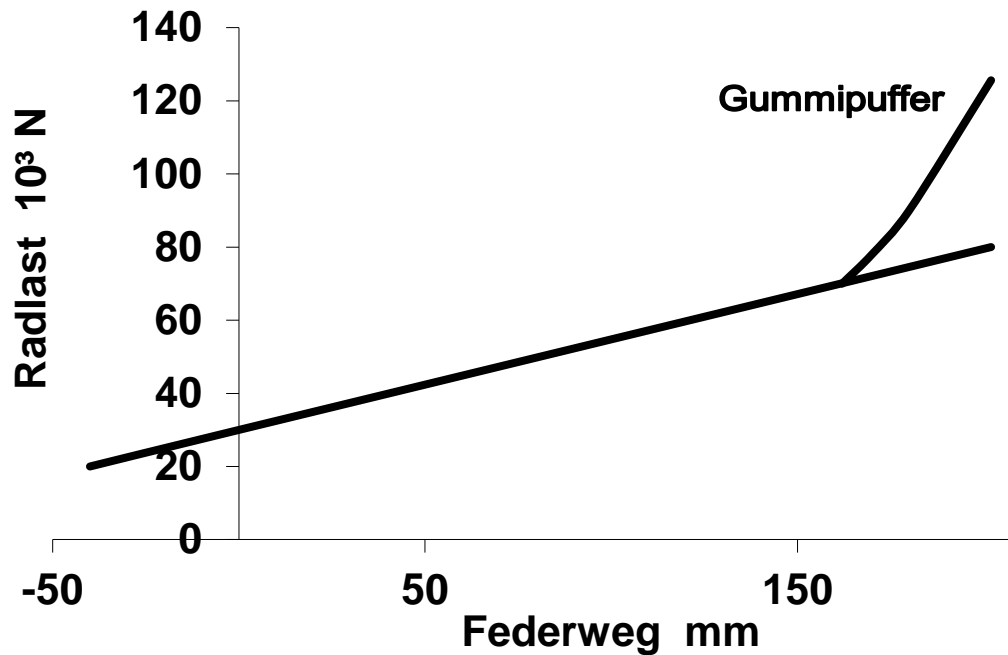


Abb. 5.49: Federkennlinie des Pz 61

5.4.2.2 Federung mit Drehstab

Das Prinzip der Drehstabfederung ist in Abb. 5.50 [38] dargestellt.

Die Laufrolle/das Laufrad stützt sich an einem Schwingarm ab, so dass Federbewegungen eine Verdrehung am Schwingarmlager bewirken, ähnlich der Längslenker-Radaufhängung an PKW. Das Gegenmoment zum äußeren Moment durch die Radlast, wird durch eine Drehstabfeder aufgebracht, die bei den meisten Fahrzeugen an der gegenüberliegenden Wannenseite fest gelagert ist. Bei Fahrzeugen mit geringeren Federwegen findet man Lösungen mit einer Drehstababstützung in Fahrzeugmitte, womit die Laufrollen/-räder an beiden Seiten in Längsrichtung in gleicher Höhe laufen können. Der maximale Federweg ist damit in erster Linie durch die zulässige Verdrehbelastbarkeit des Werkstoffs gegeben. Dabei hat die Drehstabfeder prinzipbedingt von allen Federarten das größte Arbeitsvermögen pro Volumenteil. Bei der üblichen Einbaulage im Panzer ist sie vor äußeren Einflüssen geschützt und absolut wartungsfrei.

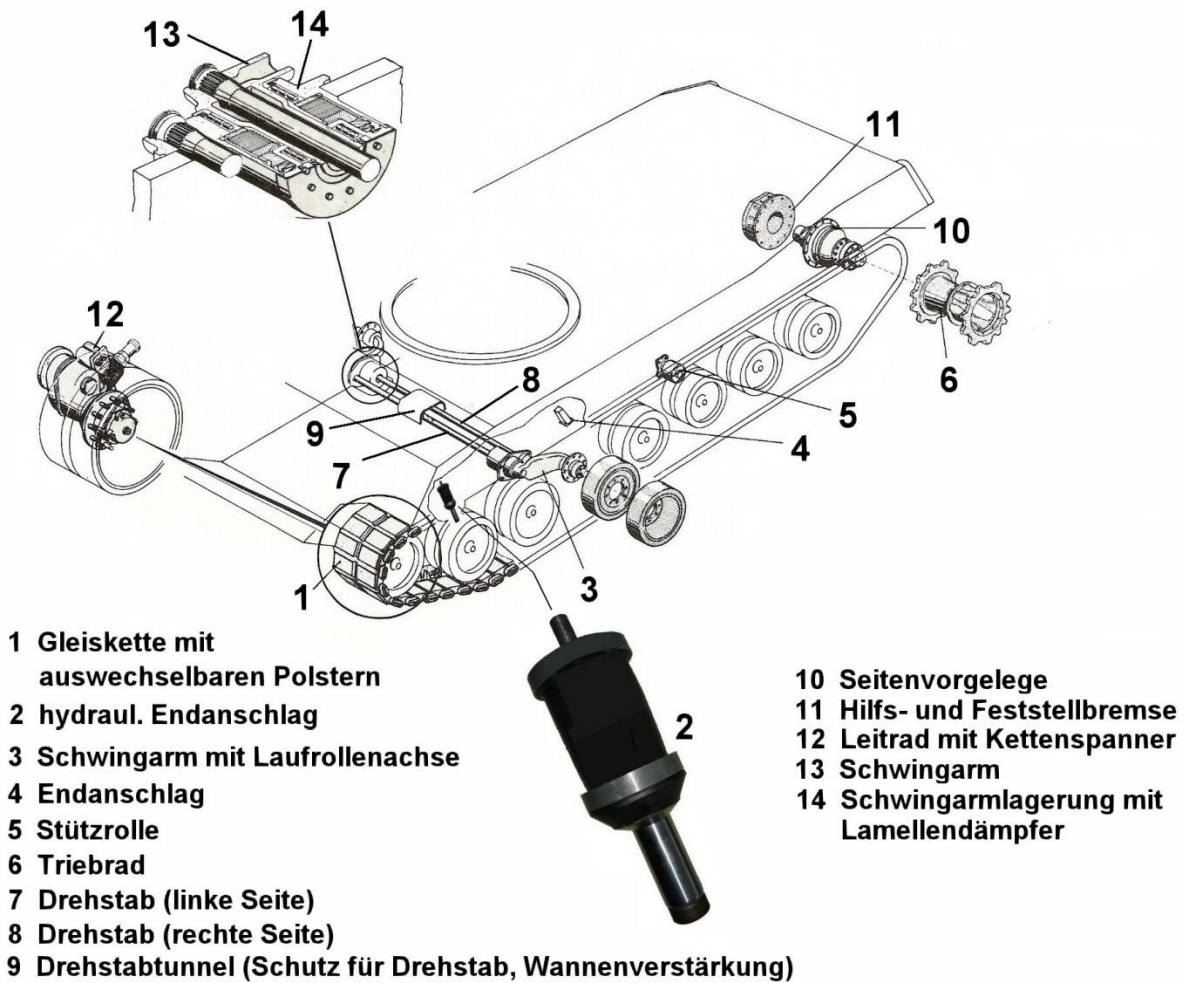


Abb. 5.50: Laufwerk des KPz Leopard 2 (vergl. [38])

Die Belastungsverhältnisse an der Drehstabfeder gehen aus der Abb. 5.51 hervor.

Beim Überfahren eines Hindernisses wird der Drehstab entsprechend dem Einfederweg verdreht. Dadurch entsteht eine Spannung, die mit Gleichung 5/20 berechnet wird:

$$\tau = \frac{d}{2 \cdot l} \cdot G \cdot \hat{\alpha} \quad 5/20$$

Zwischen Federweg und Verdrehwinkel besteht näherungsweise der Zusammenhang:

$$z_F = \hat{\alpha} \cdot a_S \quad 5/21$$

Damit lässt sich für den maximal erreichbaren Federweg bei gegebener zulässiger Werkstoffbeanspruchung schreiben:

$$z_{F_{max}} = \frac{2 \cdot l \cdot a_S}{G \cdot d} \cdot \tau_{zul} \quad 5/22$$

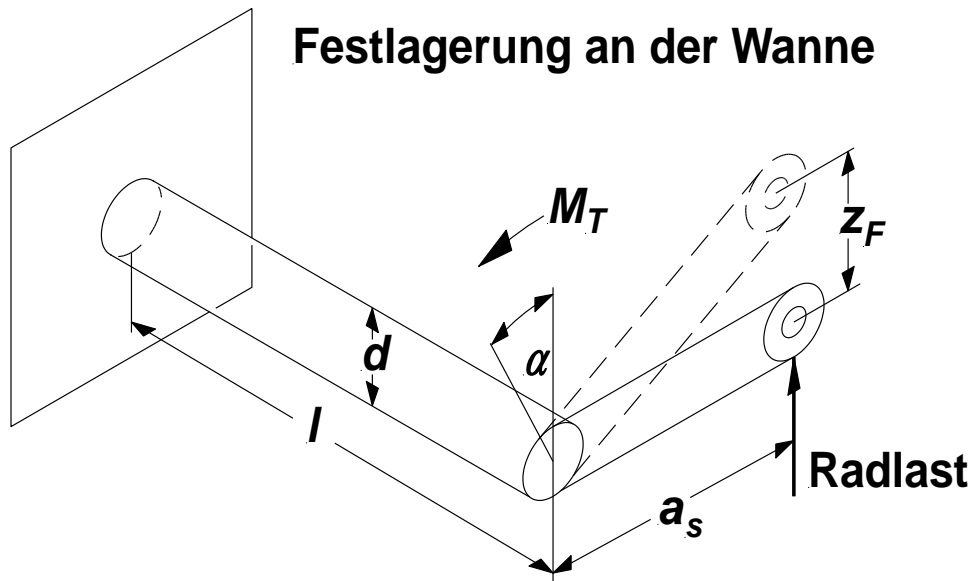


Abb. 5.51: Belastungsverhältnisse an einer Drehstabfeder

Große Federwege können nach Gleichung 5/22 erreicht werden, wenn ein hochwertiger Federwerkstoff zur Verfügung steht, die Einbaulänge und der Schwingarmhebel groß und der Drehstabdurchmesser klein ist. Andererseits muss über den Drehstab ein anteiliges Fahrzeuggewicht abgestützt werden. Die daraus erfolgende Schubbelastung des Drehstabs wird aus dem Quotienten von äußerem Moment und dem Widerstandsmoment gegen Torsion berechnet:

$$\tau = \frac{F_Q \cdot a_s \cdot 16}{\pi \cdot d^3} \quad 5/23$$

Aus Gleichung 5/23 ist zu ersehen, dass die Werkstoffbeanspruchung bei vorgegebener Radlast umso höher wird, je größer die Hebellänge und je kleiner der Drehstabdurchmesser ist. Dies widerspricht den Folgerungen aus Gleichung 5/22. Hinsichtlich dieser beiden Größen muss ein Kompromiss gesucht werden. Die Wahl der Schwingarmlänge ist dabei auch unter den Gesichtspunkten der Seitenwandgeometrie und der Biegebeanspruchung dieses Bauteils zu treffen.

Bei der Festlegung des Drehstabdurchmessers ist eventuell die Anzahl der Laufrollen zu vergrößern, um die Laufrollenlast zu senken (siehe Schachtellaufwerk).

Der Einfluss der Drehstabelastung wird ersichtlich, wenn die maximale Schubspannung bei voller Einfederung mit den Gleichungen 5/20, 5/21 berechnet wird. Die erreichbaren Schubspannungen von ca. 1350 N/mm^2 zeigen die hohe Beanspruchung, der ein Drehstab bei schneller Fahrt in stark welligem Gelände unterworfen ist, deutet aber auch auf den hohen technischen Stand der Drehstabfeder-Entwicklung hin.

Eine Vergrößerung des Federwegs lässt sich nach dem oben gesagten durch folgende Maßnahmen durchführen:

- Verbesserung der Werkstoffgüte
- Verlängerung des Drehstabs.

Die *Verbesserung der Werkstoffgüte* zielt auf eine Anhebung der Dauerfestigkeit. Dies kann durch den Werkstoff selbst (Legierungen), durch feinste Oberflächenbearbeitung und Schutzbehandlung, durch örtliches Verfestigen an der Oberfläche (Kugelstrahlen) und durch ein besseres Ausnutzen des tragenden Querschnitts geschehen. Letzteres geschieht durch „Vorsetzen“ und ist prinzipiell in Abb. 5.52 dargestellt.

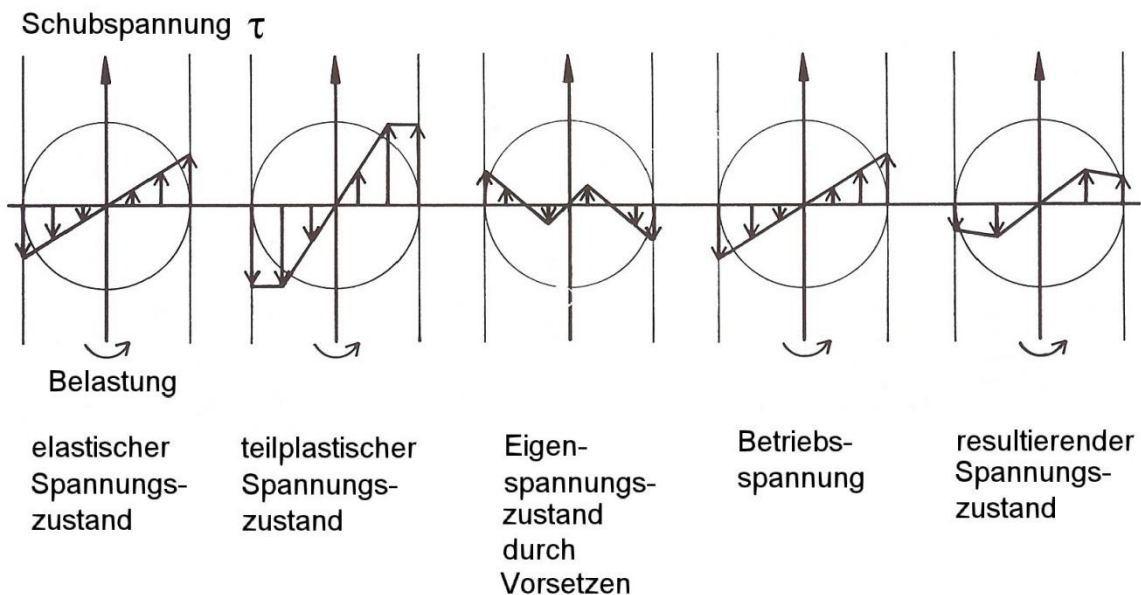


Abb. 5.52: Spannungsverteilung im Querschnitt einer Drehstabfeder

Bei der Verdrehung im elastischen Bereich entsteht eine lineare Spannungsverteilung mit der Spitze am Außenrand. Diese Belastungsspitze wächst bei gleicher Verdrehung mit zunehmendem Durchmesser an. Wird die Verformung in den teilplastischen Bereich fortgeführt (hier ohne Verfestigung), so entsteht ein Eigenspannungszustand, der bei einer Betriebsbeanspruchung in gleicher Drehrichtung zunächst überwunden werden muss. Damit können höhere rechnerische Betriebsspannungen zugelassen werden als im rein elastischen Bereich. Zur richtigen Montage ist es allerdings notwendig, die vorgeschriebene Einbaulage zu kennzeichnen.

Durch kombinierte Maßnahmen lassen sich heute mit einem Drehstab Federwege - wie oben angegeben - von über 500 mm verwirklichen.

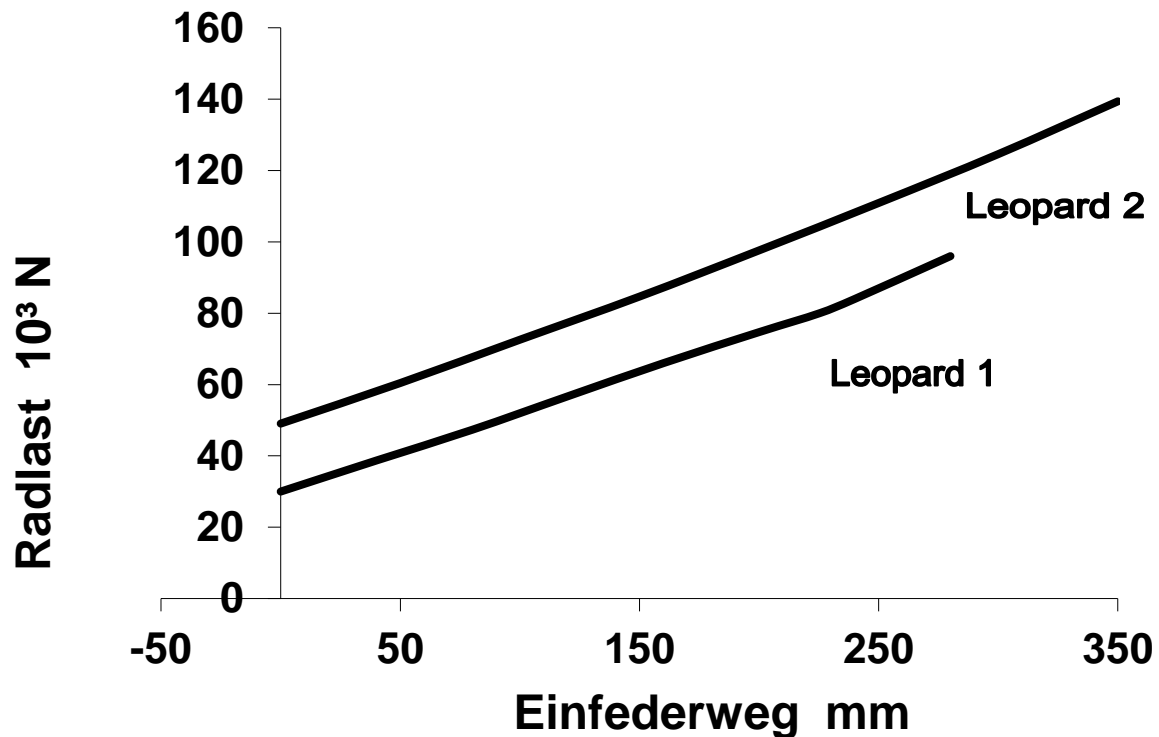


Abb. 5.54: Federkennlinien KPz Leopard 1 und KPz Leopard 2

Die Federsteifigkeit beeinflusst die Eigenfrequenz des Fahrzeugs sowie die maximalen in die Wanne eingeleiteten Kräfte (vergl. Kapitel 5.3.2).

Die Drehfedersteifigkeit einer Drehstabfeder wird definiert zu:

$$M_T = c^* \cdot \hat{\alpha} = F_F \cdot a_S \quad 5/24$$

$$c^* = \frac{M_T}{\hat{\alpha}} = \frac{F_F \cdot a_S}{\hat{\alpha}}$$

mit den Gleichungen 5/20, 5/23:

$$c^* = \frac{\pi \cdot G}{32} \cdot \frac{d^4}{l} \quad 5/25$$

Damit wird Gleichung 5/9 mit Gleichung 5/21

$$F_F = \frac{c^*}{a_S^2} \cdot z_F \quad 5/26$$

und die Federsteifigkeit

$$c^* = \frac{\pi \cdot G}{32} \cdot \frac{d^4}{l \cdot a_S^2} \quad 5/27$$

Die Federsteifigkeit hängt also in sehr starkem Maße vom Drehstabdurchmesser ab, so dass eine weitere Randbedingung für die Auslegung gegeben wird.

Neben den oben genannten Vorteilen der Drehstabfederung enthält dieses System aber eine Reihe prinzipbedingter Nachteile:

- Die Drehstäbe benötigen Raum in der Wanne; im Zusammenhang mit einer aus Sicherheitsgründen erforderlichen Abdeckung wird die Wanne um 100 bis 150 mm höher. Bei der Kombination Drehstab im Drehrohr erhöht sich der Raumbedarf nochmals. Außerdem ist das so entstehende Mehrgewicht der Wanne in der Gewichtsbilanz zu berücksichtigen.
- Die Versteifung des Wannenbodens erfolgt nicht entsprechend konstruktiver Notwendigkeiten sondern nach der Federlage. Die Bodenausstiegsluke kann federbedingt ungünstig liegen.
- Bei der Drehstabfederung ist mit vertretbarem Aufwand nur eine lineare Kennung möglich. Ist daher wegen einer geringen zulässigen Endkraft eine weiche Kennung erforderlich, so ist ein Aufschaukeln bei Schwingvorgängen und Durchschlagen möglich. Hier sind parallelgeschaltete Zusatzfedern/Dämpferelemente und eine entsprechende Dämpferabstimmung erforderlich.

Als Zusatzfedern, die erst nach Erreichen eines größeren Federweges in Funktion treten, werden die Kegelstumpffeder (Abb. 5.55) und die Gummifeder (vergl. Abb. 5.45, 5.46, 5.48) verwendet. Es gibt auch die Kombination Drehstab im verdrehweichen Drehrohr parallelgeschaltet, das erst nach einem gewissen Verdrehwinkel des Drehstabes mit beaufschlagt wird.

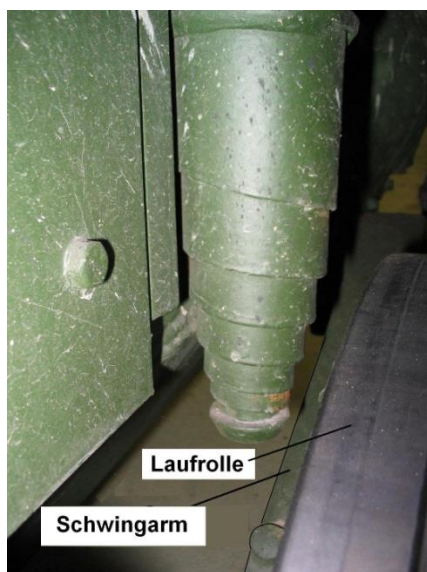


Abb. 5.55:
Kegelstumpffeder

Diese Zusatzfedern mit ihrem Schluckvermögen geben die gespeicherte Energie an das schwingende System wieder ab. Hier sind Dämpferelemente günstiger, die diese Ener-

gie vernichten, d.h. in Wärme umsetzen, wobei auf eine entsprechende Wärmeabfuhr zu achten ist. Es wurden hierzu Kunststoffelemente untersucht. Die Entwicklung wurde aber abgebrochen. Sie wurde durch den geschwindigkeitsabhängig wirkenden hydraulischen Endanschlag (Abb. 5.56) überholt. Dieser Endanschlag wird z.B. im KPz Leopard 2 verwendet (vergl. Abb. 5.50, 5.57). Das Arbeitsaufnahmevermögen des hydraulischen Endanschlages für den KPz Leopard 2 hat sich gegenüber den vergleichbaren Kunststoffdämpfern als ca. 2,4 und gegenüber den Kegelstumpffedern mit mehr als 4 mal so groß erwiesen.

Die Dämpfung des hydraulischen Endanschlages wird erreicht, indem beim Einfedern (vergl. Abb. 5.57) das Öl aus dem Zylinderraum oberhalb des Kolbens (2 in Abb. 5.56) durch den Drosselspalt (7) in den unteren Zylinderraum gedrückt wird. Zum Volumenausgleich für die Kolbenstange (1) gelangt dabei ein Teil des Öls durch die Überströmkanäle (6) in den Raum zwischen Gehäuse (3) und Gummiummantelung (4). Beim Rückfedern öffnen die Rückschlagventile (5), so dass die Laufrollen/-räder der Bodenkontur folgen können. Die Dämpfung ist demnach geschwindigkeitsabhängig. D.h. sie funktioniert vor allem bei höheren Geschwindigkeiten, während sie bei langsamer Fahrgeschwindigkeit nicht zu einer Verhärtung der Federung beiträgt. Bei höheren Fahrgeschwindigkeiten hebt das Fahrzeug vorne an, so dass die Gefahr der Umlenkrollenaufsetzer verringert wird.

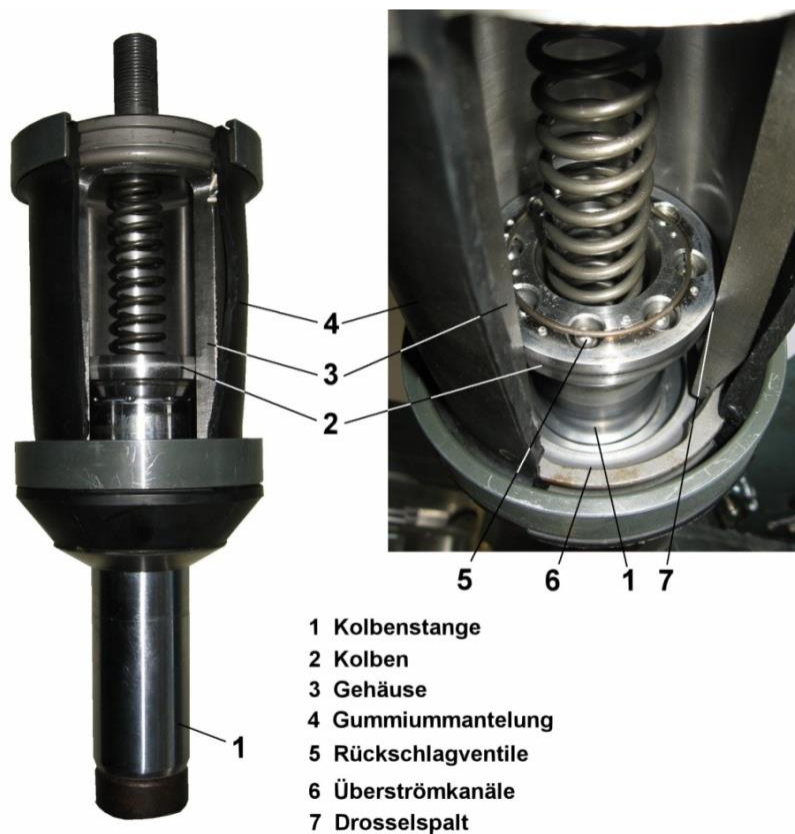


Abb. 5.56:
 Hydraulischer Endanschlag
 (in leicht eingefederter Stellung)

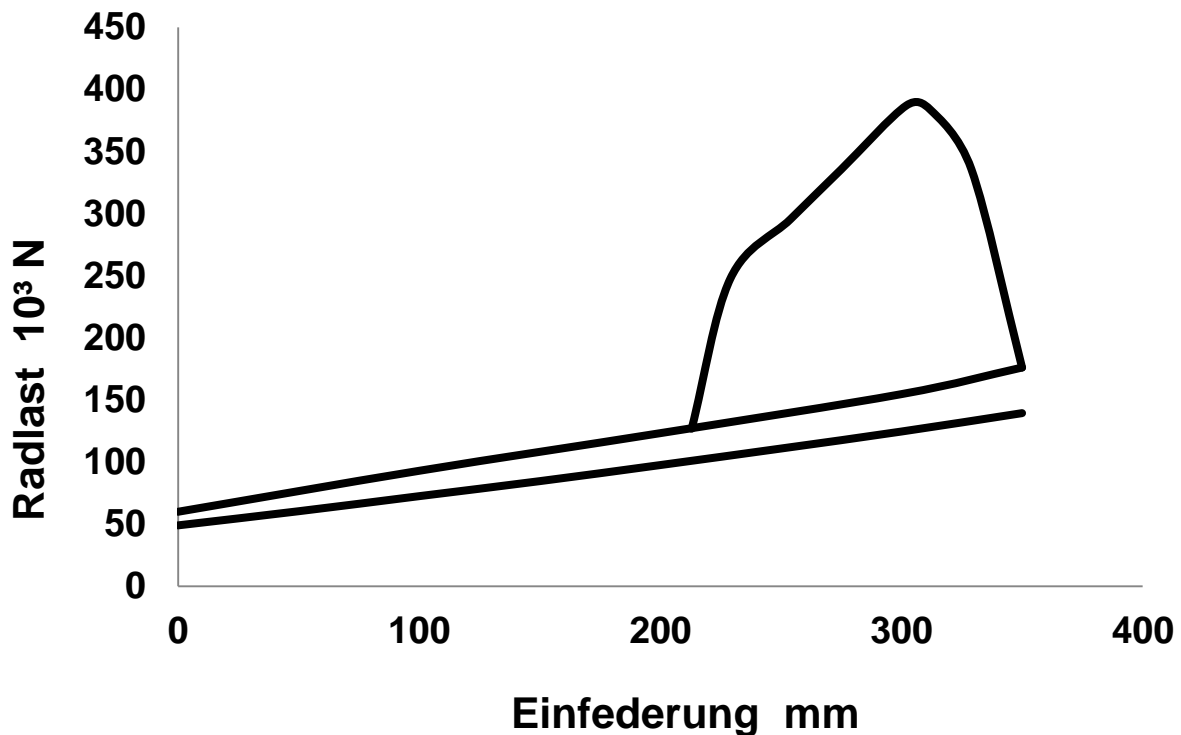


Abb. 5.57: Federungsdiagramm des KPz Leopard 2 mit Lamellendämpfer und hydraulischem Endanschlag

Die Drehstabfeder mit Lamellendämpfer und hydraulischem Endanschlag ist ein modulares System mit günstigen Entwicklungs-, Beschaffungs- und Unterhaltskosten.

Zusammenfassend kann als Nachteil aller bisher genannten mechanischen Federsysteme festgestellt werden, dass ihr Arbeitsaufnahmevermögen nur konstruktiv vorgegeben werden kann, dass im Betrieb aber keine Regelmöglichkeit gegeben ist. Dies gilt auch für die verwendeten Dämpferarten.

Außerdem ist eine Höhenverstellung nur mit großem Aufwand durchzuführen.

5.4.2.3 Hydropneumatische Feder-Dämpfer-Elemente

Hydropneumatische Feder-Dämpfer-Elemente gehören zur Gruppe der Gasfedern. Diese nützen als Prinzip die Kompressibilität gasförmiger Medien zur Federung aus. Die Federkräfte werden entweder unmittelbar oder über eine Flüssigkeitssäule über Kolben und Gestänge auf die radführenden Bauteile geleitet.

Während mechanische Federn in ihrer Leistungsfähigkeit durch die zulässige Verformbarkeit des Werkstoffs begrenzt werden, wird diese hier durch die Festigkeit der

druckbeaufschlagten Teile, ferner durch die Beständigkeit temperaturempfindlicher Bauteile (z.B. Gasblase) eingeschränkt.

Prinzipiell sind auch reine Flüssigkeitsfedern einsetzbar, deren Federweg allein durch Ölkompensation gebildet wird. Wegen der geringen Kompressibilität des Öls sind dazu aber sehr hohe Drücke erforderlich, die im Betrieb nicht einwandfrei beherrschbar sind. Von Vorteil wären wegen des hohen Drucks kleine Bauvolumen auch beim Abstützen großer Kräfte.

Die reine Luftfeder mit Höhenregulierung findet im Nutzfahrzeugbau Anwendung, unter anderem, weil ihr Eigenschwingungsverhalten unabhängig von der Beladung darstellbar ist. Bei Anwendung im militärischen Kettenfahrzeug wäre von Vorteil, dass ihre Kennlinie im Betrieb geändert werden kann. Eine Gasabdichtung durch Kolben in einem Zylinder ist hier problematisch, so dass die Federwirkung durch flexible Bälge erfolgen muss, in die das Gas eingeschlossen wird. Die Materialfestigkeit dieser Bälge erlaubt nur geringe Drücke (ca. 10 bar). Damit sind zum Abstützen der Federkräfte große Bauvolumen erforderlich. Wegen der leichten Verletzbarkeit scheidet Luftfederbälge, die außen an der Wanne angebracht sind, bei einem geländegängigen Kettenfahrzeug aus.

Eine geeignete Kombination stellen hydropneumatische Feder-Dämpfer-Elemente dar (Abb. 5.58).

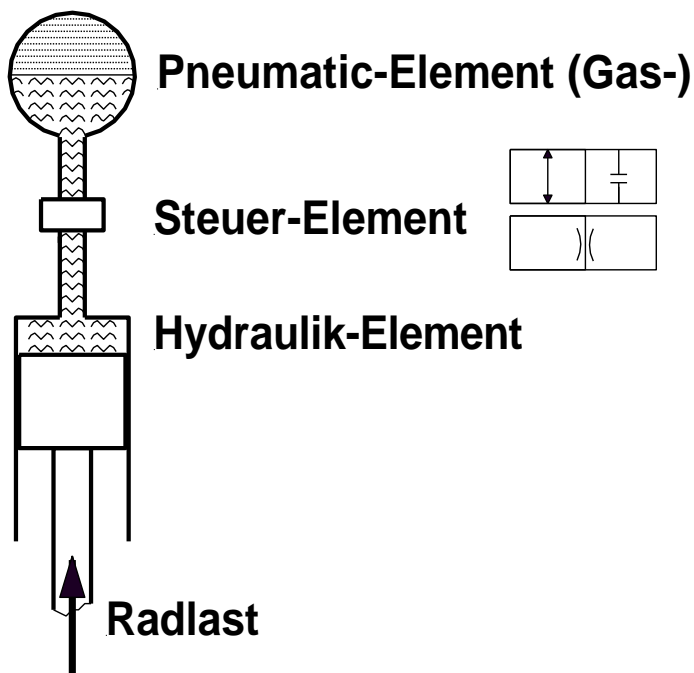


Abb. 5.58:

Prinzip des hydropneumatischen Feder-Dämpfer-Elementes

Das federnde Gasmedium (meist Stickstoff) kann in einer Kunststoffblase, einem Membran- oder Kolbenspeicher eingeschlossen sein (Abb. 5.59), wobei sich die Membranspeicher für ein geländegängiges Kettenfahrzeug sich als ungeeignet erweisen. Die Einspannung der Membran im Flansch führt zur verminderten Standfestigkeit. Auf dem Gasmedium stützt sich eine Flüssigkeitssäule ab, die in einem Hydraulikzylinder über einen Kolben von mechanischen Kräften druckbeaufschlagt wird. Das gesamte System ist dabei von einem druckfesten Behälter umschlossen.

Der Vorteil gegenüber einer Flüssigkeitsfeder besteht darin, dass die Federwirkung allein der Kompressibilität des Gases entnommen wird, derjenige gegenüber der reinen Luftfeder besteht darin, dass der Druck in dem Gasvolumen mit dem im umgebenden Ölmedium immer im Gleichgewicht ist, so dass auch hohe Drücke möglich sind. Die Ölabdichtung ist bei den im Kampfpanzerbau üblichen Drücken (ca. 700 bis über 800 bar im eingefederten Zustand) beherrschbar.

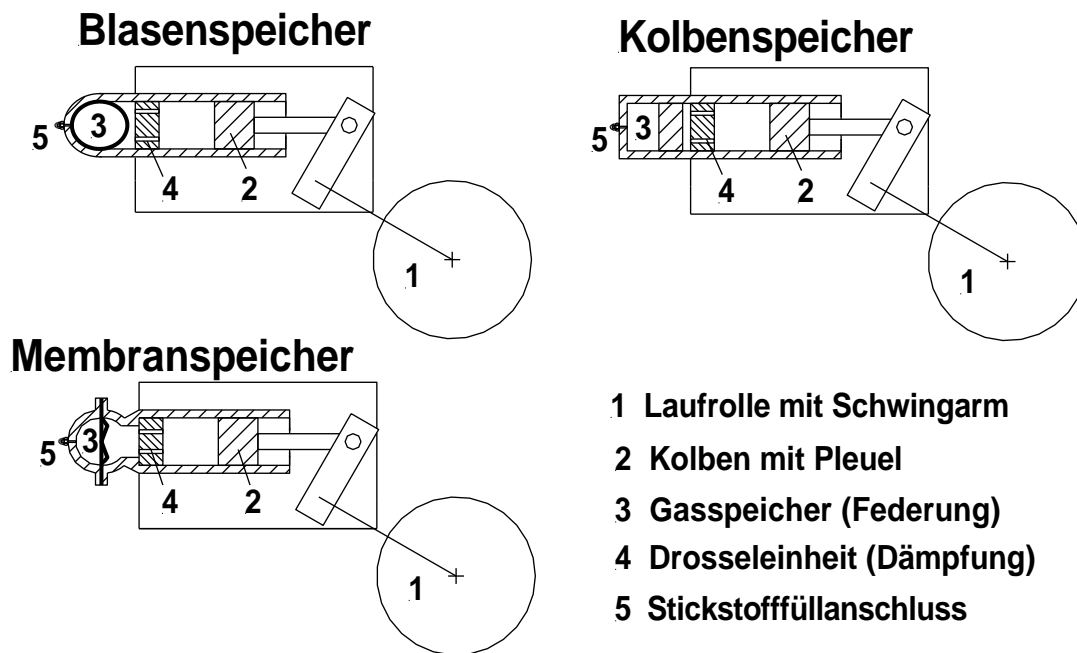


Abb. 5.59: Arten der hydropneumatischen Feder-Dämpfer-Elemente

Der Blasenspeicher hat gegenüber dem schwimmenden Kolben gewisse Vorteile. Die Kolbenvariante hat prinzipbedingt Leckverluste und spricht wegen der Kolbenmasse und Reibung etwas träger an. Das Problem der Permeabilität besteht bei der Gasblase, aber auch bei den Kolbendichtungen. Die hohen Druck- und Temperaturschwankungen stellen an den Werkstoff des Blasenspeichers hohe Anforderungen.

Dieses Federsystem, das aus dem PKW-Bau bekannt ist (hier mit Membranspeichern), hat zunächst den grundsätzlichen Vorteil, dass die Hauptbauteile beliebig zueinander angeordnet werden können. Dabei kann in der Verbindungsleitung ein Steuervorgang in der Art einer Drosselung oder Stromventile zur Dämpfung oder Sperrventile zur Abschaltung des Ölstromes (Blockieren der Feder) durchgeführt werden, zusätzlich die geregelte Änderung des Ölvolumens zur Höhenregulierung.

Die Anwendung im Kampfpanzerbau erfolgte erstmalig beim schwedischen 40 t-Kampfpanzer Strv 103, heute in den KPz Challenger (Großbritannien) und Leclerc (Frankreich) mit Kolbenspeicher.

Die Abb. 5.60 zeigt die Lösung für den deutsch-amerikanischen Prototyp des Kampfpanzer 70 (MBT 70; siehe Abb. 2.53).

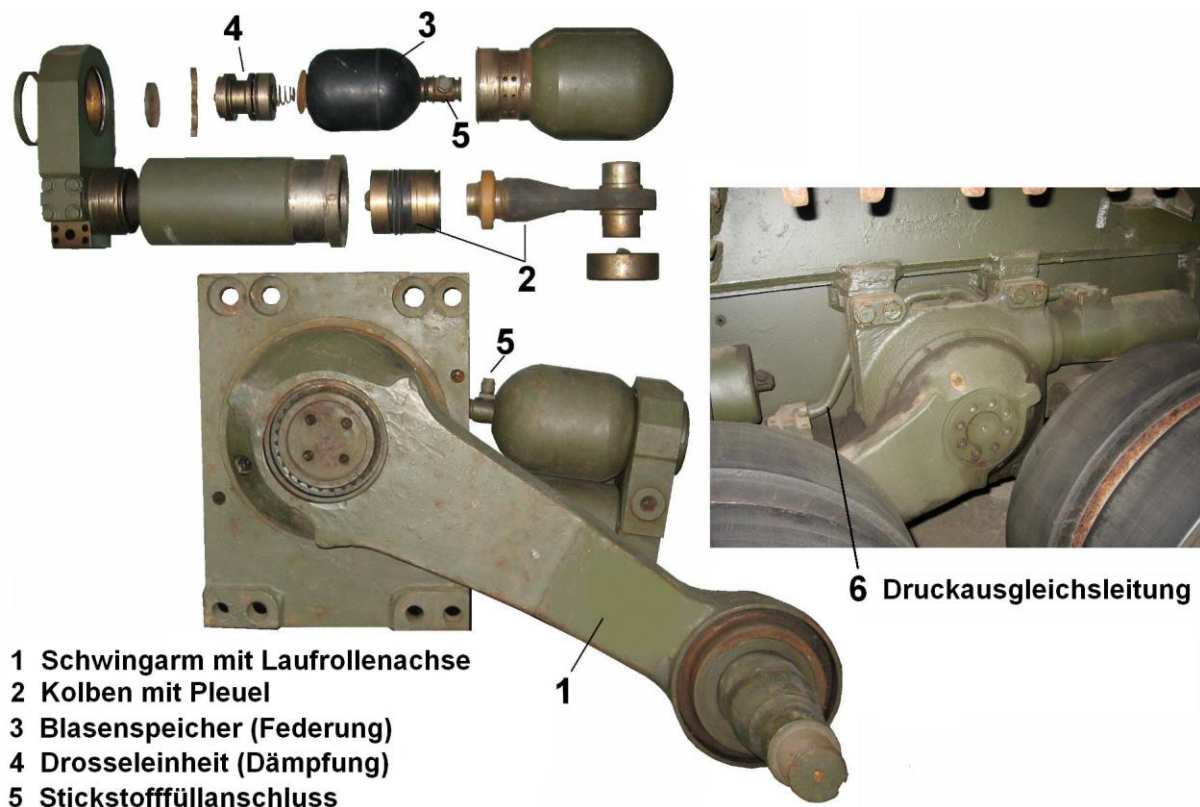


Abb. 5.60: Hydropneumatisches Feder-Dämpfer-Element des KPz 70 (MBT 70)

Die Vertikalbewegung einer Laufrolle wird über den Schwingarm und eine Pleuel-Kolben-Einheit auf das Hydraulik-Öl übertragen. Durch die diametrale Anordnung der Arbeitszylinder heben sich die Kolbenkräfte hinsichtlich der Belastung des Federla-

gers auf bzw. werden entlastet. Das Kräftepaar hält dem äußeren Moment durch die Laufrollenlast das Gleichgewicht. Beim Einfedern wird das Öl aus dem Zylinder gegen den Druck des Gases in der Kunststoffblase in den Speicherraum verdrängt und beim Ausfedern durch den Gasdruck in den Zylinderraum zurückgeschoben. Ventile im Ölstrom ermöglichen eine relativ einfache Steuerung. Durch Drosselung wird Dämpfung erzielt, so dass keine außenliegenden Dämpfer erforderlich sind.

Die Federeigenschaften ergeben sich für eine Gasfeder aus der allgemeinen Gasgleichung:

$$p \cdot V_F^n = \text{konst.} = k . \quad 5/28$$

Hier ist zu beachten, dass der Polytropenexponent eine Funktion von Druck und Temperatur darstellt und die Veränderlichkeit bei dem großen Betriebsdruckbereich nicht vernachlässigt werden darf.

Federsteifigkeit (Abb. 5.61, Beispiel Feder mit Kolbenspeicher):

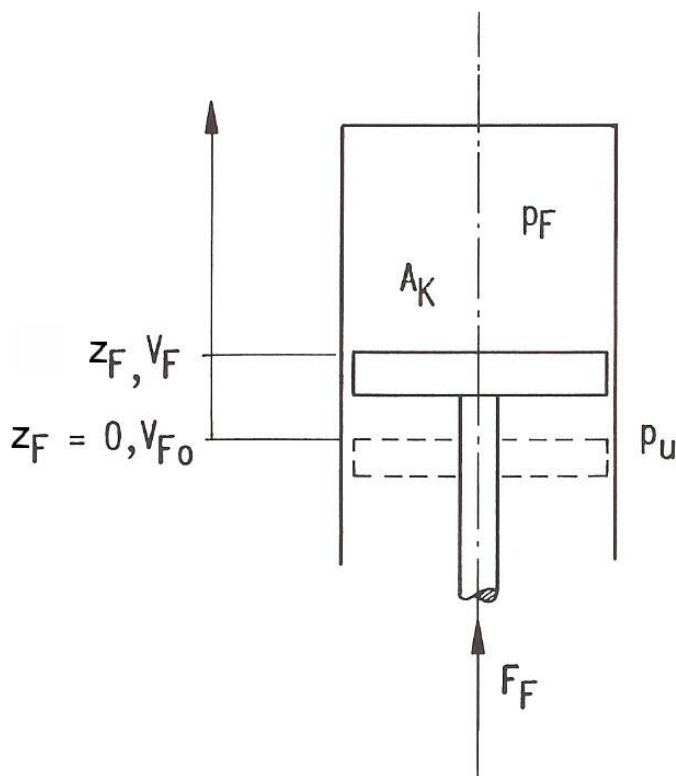


Abb. 5.61:
Gasfeder
(Prinzip mit Kolbenspeicher)

Die Federsteifigkeit wird allgemein mit Gleichung 5/28 definiert:

$$c = \frac{dF_F}{dz_F} . \quad 5/29$$

Darin ist die Federkraft

$$F_F = A_K \cdot (p - p_o) \quad 5/30$$

$$\frac{dF_F}{dz_F} = \frac{dA_K}{dz_F} \cdot (p - p_o) + \frac{d(p - p_o)}{dz_F} \cdot A_K \quad 5/31$$

Bei der hydropneumatischen (Kolben-)Feder bleibt die Fläche über dem Federweg konstant, so dass die Gleichung 5/31 vereinfacht geschrieben werden kann:

$$\frac{dF_F}{dz_F} = \frac{dp}{dz_F} \cdot A_K \quad 5/31a$$

Der Federweg kann durch Volumen und Fläche beschrieben werden:

$$z_F = \frac{V_{Fo}}{A_K} - \frac{V_F}{A_K} \quad 5/32$$

$$dz_F = -\frac{1}{A_K} \cdot dV_F \quad 5/33$$

Mit den Gleichungen 5/31a und 5/33 wird die Federsteifigkeit:

$$c = -A_K^2 \cdot \frac{dp}{dV_F} \quad 5/34$$

Wendet man in Gleichung 5/34 das allgemeine Gasgesetz (Gleichung 5/28) an, so erhält man die endgültige Form:

$$c = \frac{n \cdot A_K^2 \cdot p}{V_F} \quad 5/34a$$

bzw. durch Substitution des Federvolumens:

$$c = k \cdot n \cdot A_K^2 \cdot p \cdot \frac{n+1}{n} \quad 5/34b$$

Aus den Gleichungen 5/34a bzw. 5/34b ist zu erkennen, dass die Federsteifigkeit über dem Federweg progressiv zunimmt.

Federkennlinie:

Mit der progressiven Federkennlinie (Abb. 5.62) erhält man den Vorteil des weichen Ansprechens in der statischen Lage und einer „Dämpfung“ durch die zunehmende Federsteifigkeit. Nachteile sind in einer starken Radkraftzunahme verbunden mit einer höheren Kettenspannung und Veränderung der Bodenfreiheit zu sehen.

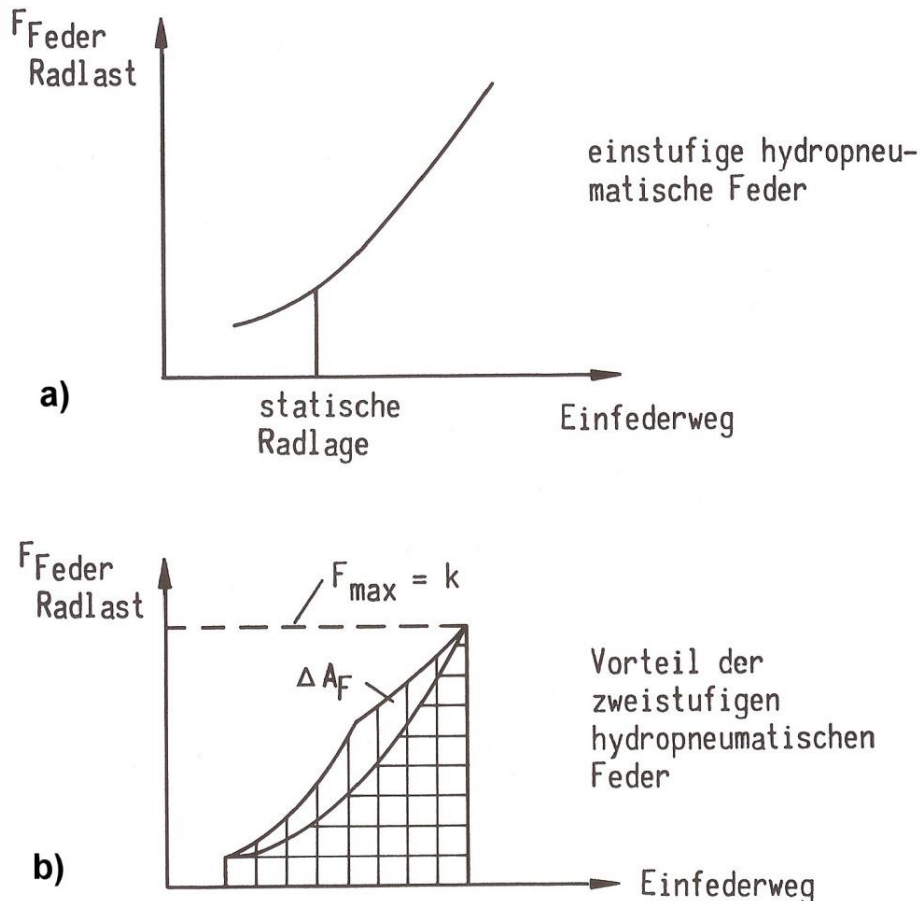


Abb. 5.62: Federkennlinien einer hydropneumatischen Feder

Bei den Elementen des KPz 70 wurde dieser negativen Eigenschaft durch eine unterschiedliche Vorspannung der Blasenpeicher begegnet. Das zweite Federelement, das hydraulisch mit dem ersten Zylinder verbunden ist (Ziffer 6 in Abb. 5.60), enthält einen höheren Vorspanndruck und spricht erst an, wenn im ersten Speicher ein entsprechender Druckaufbau vollzogen ist. Hierdurch erhält man das Prinzip zweier hintereinandergeschalteter Federn mit einer niedrigeren Gesamtfedersteifigkeit (Abb. 5.62b),

$$c = \frac{1}{\frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_2}} \quad . \quad 5/35$$

Bei einer vorgegebenen maximalen Radkraft erhält man gegenüber einer einstufigen Feder einen Gewinn an Arbeitsaufnahmevermögen.

Zu beachten ist, dass die Federkennung bei den hohen Druckänderungen (statisch je nach Ausführung ca. 90 bis etwa 180 bar, bei Geländefahrt 700 bis über 800 bar) durch die damit verbundenen Temperaturen je nach grundsätzlicher Auslastung der Elemente zu mehr oder weniger höheren Radkräften verschoben, d.h. härter wird.

Kann die härtere Kennung nicht hingenommen werden, führt dies zu einer geregelten, aufwändigen Kühlung.

Die Federkennlinie der hydropneumatischen Elemente des KPz 70 ist im Vergleich zu den KPz Leopard 1, Leopard 2 und Challenger (Großbritannien) in Abb. 5.63 dargestellt. Der KPz Challenger ist - wie auch der französische KPz Leclerc - mit einer einstufigen hydropneumatischen Feder ausgerüstet. Mit der hydropneumatischen Federung ist ein höheres Arbeitsaufnahmevermögen möglich als mit einer Drehstabfederung. Das bedeutet, dass das hydropneumatische Federelement auf eine höhere Radlast einstellbar ist.

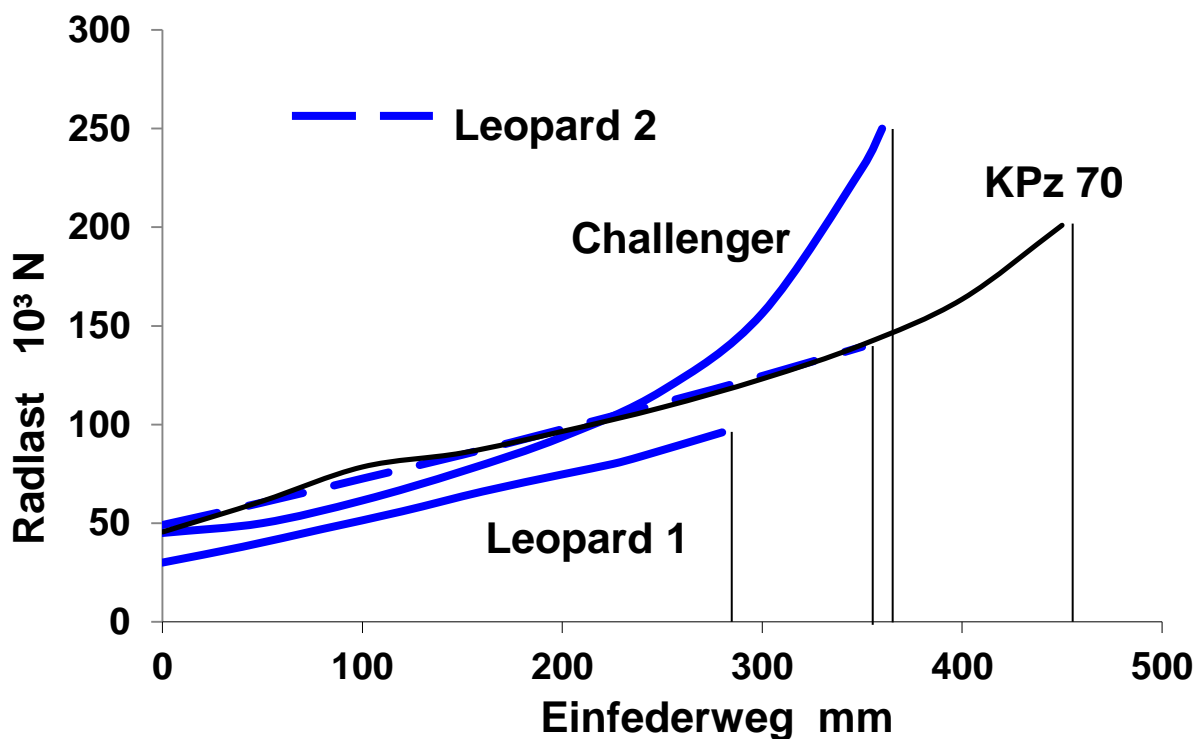


Abb. 5.63: Vergleich der hydropneumatischen Feder und der Drehstabfeder

Die höhere zulässige Radlast ermöglicht den Verzicht auf eine Laufrolle je Fahrzeugseite, damit Einsparung an Gewicht (allerdings ist eine Federstation schwerer als eine Drehstabstation) und Platzgewinn, der für größere Schwingarmlängen genutzt werden kann, so dass größere Federwege bei gleicher Kolbenbewegung zur Verfügung stehen. Damit verbunden ist allerdings - bezüglich der gewünschten Geländegängigkeit - eine schlechtere Bodendruckverteilung (vergl. Kapitel 2.1.2).

Die heute verwirklichten Federwege (von bis zu etwa 500 – 600 mm) von mit hydro-

pneumatischen Feder-Dämpfer-Elementen und mit Drehstäben ausgerüsteten Kettenfahrzeugen unterscheiden sich so gut wie nicht. Die Federwege haben sich als ausreichend erwiesen.

Aus dem hydropneumatischen Federprinzip ergeben sich weiterhin folgende Besonderheiten, die positiv genutzt werden können:

- *Veränderung der Druckölmenge:* Durch diese Maßnahme kann ein Heben und Senken des Fahrzeugs sowie eine Aufteilung des Gesamtfederweges in positiver- bzw. negativer Richtung erreicht werden. Der Panzer kann damit eine größere Bodenfreiheit herstellen bzw. hinter Deckungen abgesenkt werden. Werden die Mengenänderungen vorn und hinten unterschiedlich durchgeführt, so wird das Fahrzeug in eine Nickstellung gebracht, wodurch Schießen aus einer Hinterhangstellung begünstigt wird. Über die Ansteuerung beider Fahrzeugseiten kann ein Verkanten ausgeglichen werden. Von diesen Möglichkeiten wurde beim schwedischen Kampfpanzer Strv 103 Gebrauch gemacht, dessen starr eingebaute Waffe im Zusammenhang mit dem Lenkgetriebe über das Laufwerk gerichtet wird.
- *Blockieren des Ölstromes:* Durch das Unterbrechen des Ölstromes vom Zylinder- zum Speicherraum werden Federbewegungen unterbunden und das Laufwerk festgelegt. Hierdurch ergeben sich optimale Voraussetzungen für die Schießplattform, da ein Ausweichen und Nachschwingen des Fahrzeugaufbaus beim Schuss vermieden wird.
- *Einstellen der Federkennlinie:* Durch die Vorspannung der Speicher bzw. die geeignete Kombination zweier hintereinandergeschalteter Speicher kann eine leichte Variation der Federkennlinien erreicht werden und damit eine optimale Anpassung an den Fahrzeugtyp.
- *Dämpfungskennlinie:*
Durch Drosselung des Ölstromes zwischen Zylinder- und Speicherraum kann ein Dämpfungssystem in das hydropneumatische Federaggregat integriert werden. Dabei kann die gewünschte degressive Dämpferkennung realisiert werden. Für den KPz 70 konnte durch eine geeignete Steuerung der Drosselung eine Kennlinie nach Abb. 5.64 [33] erreicht werden.
Eine große Radkraftzunahme bei kleinen Einfedergeschwindigkeiten bedeutet ein gutes Verhalten gegen Nickschwingungen. Grundsätzlich lässt der degressive Verlauf der Kennlinie bei höheren Einfeder-, d.h. Strömungsgeschwindigkeiten des Öles den Dämpfer nicht verhärten.

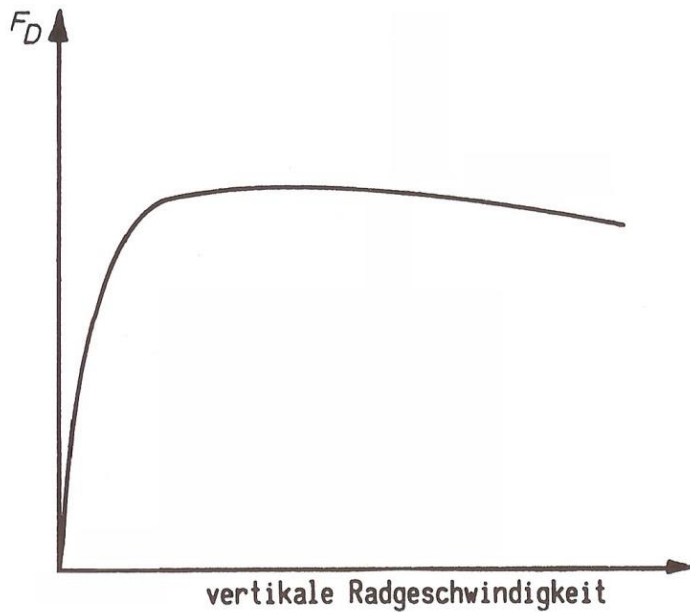


Abb. 5.64:
Dämpferkennlinie des KPz 70
([33])

Die Integration des Dämpfers in das Federsystem enthält den großen Nachteil, dass die Dämpfungswärme über das Aggregat abgeführt werden muss und dieses aufheizt. Hier kann es zu unzulässig hohen Bauteiltemperaturen kommen, durch die der Gasspeicher beschädigt werden kann. Die Standfestigkeit der im KPz 70 verwendeten Elemente wurde durch zu starke Erwärmung des Blasen-speichers unzulässig herabgesetzt. Verantwortlich für die hohen Dämpfungsbe-lastungen waren in erster Linie höherfrequente Laufwerksschwingungen, auf die das System anspruch. Eine Abhilfe wäre ein Steuersystem, das die Dämp-fung beim Auftreten höherfrequenter Schwingungen ausschaltet oder aber ein Herauslösen des Dämpfers aus dem Federelement mit einer getrennten Anlen-kung an den Schwingarmen. Beim Element des KPz 70 wurde hierfür ein By-pass vorgesehen, was zu der Abnahme der Drosselung zu den hohen Einfeder-geschwindigkeiten hin führt und damit zu einer Entlastung der Dämpfereinheit. (vergl. auch Kapitel 5.3.3.1 „Überrollen der Kettengelenke“)

- *Raumnutzung:*

Das hydropneumatische Feder-Dämpfer-Element ermöglicht eine optimale Nut-zung des Freiraumes zwischen Laufrollen und Wanne (vergl. Abb. 5.60). Das Wannenninnere wird von Feder- und Dämpferelementen nicht beansprucht, ab-gesehen von Pumpen und Steuereinrichtungen. Wegen des geringeren Raumbedarfs kann die Wanne bei gleichem Angebot für Antriebsblock und Turm nied-riger gebaut werden als bei Verwendung von Drehstabfedern. Hydropneumati-sche Feder-Dämpfer-Elemente, die außen an der Wanne angebracht sind, erhö-

hen den ballistischen Schutz des Fahrzeugs, sie sind zur Wartung gut zugänglich und bei Beschädigungen leicht austauschbar. Eine andere Möglichkeit bietet die einzylindrige Variante, indem sie sich im Schwingarm integrieren lässt (z.B. KPz Challenger). Hier ist aber die Erhöhung der ungefederten Massen zu berücksichtigen.

Zusammenfassend kann für die hydropneumatische Federung gesagt werden, dass es sich hier um ein Element mit hohem Arbeitsaufnahmevermögen bei großen Federwegen handelt, die Voraussetzung für eine Steigerung der Beweglichkeit im Gelände sind. Sie bietet in dieser Hinsicht gegenüber der Drehstabfederung ein etwas größeres Entwicklungspotential. Außerdem sind Möglichkeiten wie z.B. die Höhenregulierung mit der Drehstabfederung nicht erreichbar. Eine eindrucksvolle Darstellung der Leistungsfähigkeit des Laufwerks des KPz 70 ist in Abb. 5.65 [33] gegeben, in der gemessene Wannenbeschleunigungen bei der Fahrt über den skizzierten Geländekurs aufgetragen sind.

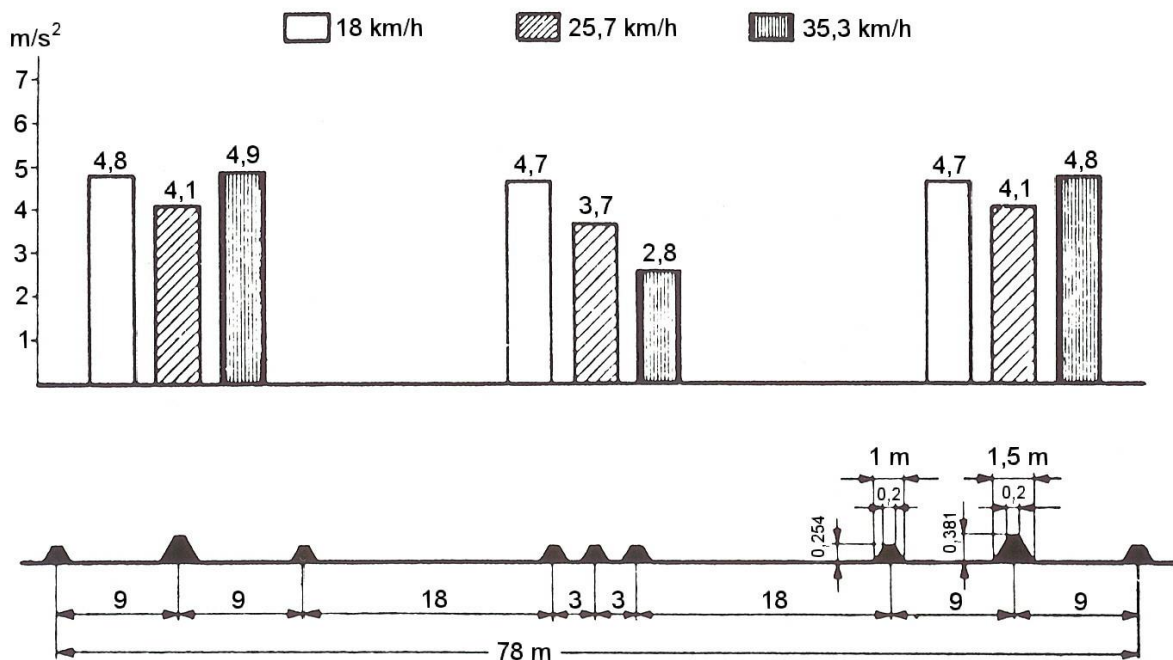


Abb. 5.65: Messung der Vertikalbeschleunigung beim Überfahren von Hindernissen am KPz 70 (Messstelle Nähe Fahrzeugschwerpunkt; [33])

Es müssen gegenüber einem Drehstablaufwerk bei der Entwicklung hochbeweglicher Kettenfahrzeuge höhere Kosten des Systems in Kauf genommen werden. Das Drehstabfederlaufwerk ist hier allein schon wegen seines modularen Aufbaus (Schwingarm,

Drehstab, hydraulischer Endanschlag) im Vorteil. Die Module können unabhängig voneinander erprobt und dem Fahrzeug angepasst zusammengestellt werden.

Die Entwicklung der Blasenspeicherelemente des KPz 70 erfolgte in den 1960er- bis Anfang der 1970er-Jahre und wurde dann nicht weiter verfolgt. Eine ausreichende Standfestigkeit der Kunststoffblasen konnte mit der damaligen Werkstofftechnologie nicht erreicht werden. In der Zwischenzeit wurden die Kolben-Feder-Dämpfer-Elemente weiterentwickelt und werden heute in der Serie z.B. in den KPz Challenger (Großbritannien), Leclerc (Frankreich), Typ 74 und Typ 90 (Japan) und Osario (Brasilien) eingesetzt.

5.5 Geregelt Laufwerke

Mit einer Regelung der Federung und Dämpfung eines Laufwerks sind die folgenden Ziele zu erreichen:

- weitgehende Unterdrückung der Hub- und vor allem Nickbewegungen, bei kleinen Kettenfahrzeugen mit im Verhältnis hoher Schwerpunktlage auch der Wankbewegungen, d.h. eine konstante Niveaulage;
- verbesserter Fahrbahnkontakt und Kontakt zwischen Laufrollen/-rädern - Kette;
- geringere Belastung der Besatzung;
- geringere Material- und Strukturbelastungen;
- Realisierung einer Niveauregulierung für den besseren Waffeneinsatz bei Gefechtsfahrzeugen und für eine höhere Transportkapazität bei Transportfahrzeugen;
- Blockierung des Federsystems für einen besseren Waffeneinsatz;
- und zusätzlich für militärisch genutzte Fahrzeuge zu fordern: bei Ausfall des geregelten Systems muss die Federung und Dämpfung des Fahrzeugs im Notbetrieb möglich sein, z.B. durch eine passive Rückfallebene.

Die letzten beiden Forderungen lassen sich, wie in Kapitel 5.4.2.3 beschrieben, mit den hydropneumatischen Feder-Dämpfer-Elementen bereits verwirklichen. Diese bieten darüber hinaus aber weitere regelungstechnische Möglichkeiten (siehe unten).

Im übrigen werden diese Elemente passiv ausgelegt und sind insofern mit den nicht regelbaren mechanischen Laufwerken vergleichbar. D.h. die Federung und Dämpfung ist für einen Belastungszustand optimiert, was bei den Gefechtsfahrzeugen mit ihrem

relativ konstanten Beladungszustand zu annehmbaren Kompromissen führt, bei Transportfahrzeugen aber weniger.

Eine adaptive Fahrwerksregelung (auch als „selbsteinstellend“ bezeichnet) ist aber erst durch die technologische Entwicklung auf dem Gebiet der Elektronik möglich geworden.

So wurde zunächst mit rein passiv funktionierenden Systemen versucht, besonders die Nickbewegungen der Kettenfahrzeuge zu minimieren.

In der Theorie wäre diese Forderung durch einen mechanischen Längsstabilisator zu erfüllen. Es gab hierzu Überlegungen und Untersuchungen für eine hydraulische Kopplung der ersten und letzten Laufrolle, ähnlich der Wankunterdrückung bei PKW durch die diagonale Verbindung der hydraulischen Dämpfer an der Vorder- und Hinterachse. Für diese letztgenannte Lösung wurde an in der Wanne liegende Drehflügeldämpfer (vergl. Kapitel 5.3.3.2) gedacht. In der Praxis werden zur Längsstabilisierung des Fahrzeugs nur die äußeren Laufrollen mit Dämpfern versehen sind (vergl. Abb. 5.4).

Eine weitere Möglichkeit hierzu ist die *Schalt Speicherfederung*. Auch sie wurde untersucht, ihrer Komplexität wegen aber letztendlich nicht verwirklicht. Neben der im Folgenden beschriebenen mechanischen Ausführung wurden auch hydraulische ange-dacht.

Bei der Verwendung aller bisher üblichen Feder-Dämpfersysteme besteht der Nachteil, dass Verlustarbeit aufzubringen ist, die der Vortriebsleistung verloren geht, dass Stöße auf den abgefederten Aufbau geleitet werden, die geschwindigkeitsabhängig anwachsen können und dass Dämpfer und damit verbundene Federteile sich unzulässig erwärmen können.

Die Schalt Speicherfederung realisiert durch Eingriffe in die Tragfedern einen resonanzfreien Betrieb [19], [29].

Das System besteht hier aus zwei hintereinandergeschalteten Drehstabfedern, bei denen die Koppelstelle beider Federn mit der Fahrzeugaufbaumasse verblockt werden kann (Abb. 5.66, [19]).

Bei geschlossener Blockiervorrichtung ist damit die zweite Feder (Speicherfeder) überbrückt. Dadurch wird dem Gesamtsystem kinetische Energie entzogen, die bei der vorgespannten Speicherfeder in Form potentieller Energie vorliegt. Die gespeicherte Energie kann dem System zu einem geeigneten Zeitpunkt, der von einem aufbaufesten Geschwindigkeitsgeber gesteuert wird, wieder zugeführt werden. Der Nickbewegung eines Fahrzeugs wird zum Beispiel dadurch entgegengesteuert, dass durch Entblockie-

ren der Koppelmassen eine vorgespannte harte Feder dem Einfedervorgang entgegenwirkt.

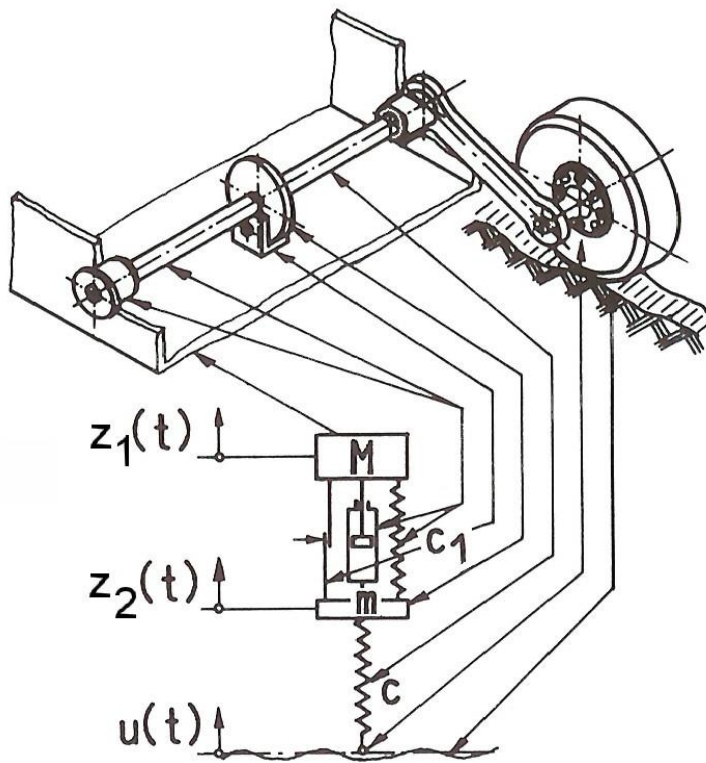


Abb. 5.66: Prinzip und Ersatzschaltbild einer Speicherfeder (19]

Da die Steuerung durch einen Geber am Aufbau durchgeführt wird, wird ein Eingriff erst vorgenommen, wenn die Störkraft an der Laufrolle zu einer Auslenkung der Wanne führt.

Die Dämpfung beschränkt sich hier auf die unvermeidbare Eigendämpfung des Systems.

Das Schaltspeichersystem ist bisher noch nicht in Serienfahrzeugen verbaut worden.

Mit Hilfe der Elektronik geregelte Fahrwerke werden im PKW-Bau aus Fahrsicherheits- und Komfortgründen zunehmend eingesetzt und sind durchaus auch für Kettenfahrzeuge von Interesse. Erste Versuche mit einem Waffenträger Wiesel 1 wurden hier durchgeführt.

Eine relativ einfache Lösung sind hier regelbare Dämpfer, die ebenfalls die Möglichkeit bieten, die Schwingungen zu vermindern. Sie gehören zu den *semi-*

aktiven Systemen, d.h. sie regeln die die Schwingungen auslösenden Störungen ohne Fahrereingriff selbsttätig mit Hilfe passiver und verstellbarer Elemente aus. Es wird dabei nur die zur Verstellung dieser Elemente externe Energie benötigt. Die *aktiven Systeme*, auf die unten auch eingegangen werden soll, regeln dagegen die Störungen ohne Fahrereingriff selbsttätig mit Hilfe von Aktoren mit externer Energiezufuhr aus. Diese Systeme - adaptive Systeme - benötigen Sensoren und Steuergeräte (vergl. Kapitel 3.9).

Die Regelung der adaptiven Dämpfer erfolgt mit Hilfe der Sky-Hook-Strategie. Die herkömmlichen, passiven Dämpfer arbeiten zwischen Aufbau (Wanne) und Rädern (relativ). Die Sky-Hook-Dämpfung tut dies geschwindigkeitsabhängig zwischen „Himmel“ (virtuell) und Aufbau und vermindert so die Bewegungen des Fahrzeugaufbaus. Die Regelstrategie ist in Abb. 5.67 dargestellt.

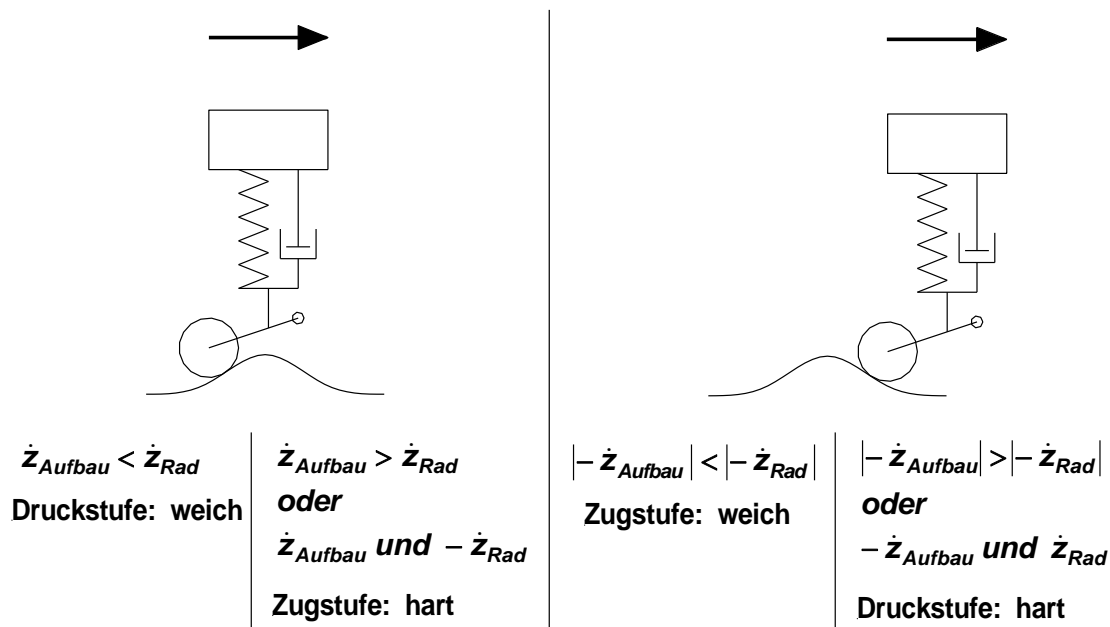


Abb. 5.67: Sky-Hook Regelstrategie

Die Dämpferkonstante ergibt sich dann mit

$$k = k_{SkyHook} \cdot \frac{\dot{z}_{Aufbau}}{\dot{z}_F}$$

5/36

Für die Ausführung werden die für die Aus- und Einfederrichtung getrennten Ventile der hydraulischen Dämpfer und damit die für die jeweilige Fahrsituation entsprechende Dämpferkennlinie angesteuert. Dazu werden mit Sensoren die vertikale Aufbau- und die Radbeschleunigungen, sowie die Querbeschleunigung ermittelt und

im Steuergerät per Soll-Istwertvergleich die erforderlichen Steuersignale ermittelt. Mit diesen Systemen sind Verringerungen der Nickwinkel um ca. 40 % nachgewiesen und bis zu 70 % angestrebt.

Für die Anwendung im Kettenfahrzeug bietet sich diese Lösung mit hydraulischen Dämpfern an.

Die sogenannten *aktiven Fahrwerke* regeln ebenfalls mit Hilfe der Sky-Hook Strategie die Schwingungen vollständig aus. Man unterscheidet vollaktive und teilaktive (auch: langsam-aktive) Systeme. Als Stellglieder werden Hydraulikeinheiten verwendet. Im PKW-Bereich werden auch schnelle elektrische Aktoren (Linearmotoren) untersucht. Für schwere Kettenfahrzeuge sind aber hydraulische Baugruppen bezüglich Bauraum und Belastbarkeit besser geeignet.

Die vollaktiven Systeme haben keine passiven Federn und Dämpfer. Das Fahrzeug wird vom Hydrauliköl getragen. Es werden Schwingungen bis 15 Hz und mehr (Ziel: > 20 Hz) ausgeregelt, was aber einen erheblichen Leistungsbedarf bedingt, der zudem durch die hydraulischen Wirkungsgrade sich noch erhöht. Im PKW-Bereich rechnet man mit ca. 20 kW bei Massenverhältnissen, die etwa denen der ungefederten Massen von Kettenfahrzeugen der 25-t-Klasse entsprechen. Der Schwingungsbereich oberhalb 15 Hz bzw. > 20 Hz wird gar nicht erfasst. Hier muss dann wieder auf die passiven Systeme zurückgegriffen werden. Vollaktive Fahrwerksregelungen befinden sich zur Zeit noch in der Entwicklung. Auch in der Serienfertigung ist mit relativ hohen Beschaffungskosten zu rechnen.

In der Serie findet man im PKW-Bau zur Zeit teilaktive Systeme. Diese regeln im Bereich bis ca. 5 Hz, also im Bereich der Fahrzeugeigenfrequenzen und etwas darüber, die Schwingungen vollständig aus. Das bedeutet, dass der Leistungsbedarf erheblich niedriger ist. Er liegt für PKW bei ca. 6 kW. Bei höheren Frequenzen wirkt dann die passive Federung, die die statischen Lasten trägt, und die passive oder besser adaptive Dämpfung. In Abb. 5.68 sind die Prinzipskizzen für das vollaktive und zwei Beispiele für teilaktive Fahrwerke dargestellt. Für letztere bietet sich das hydropneumatische Feder-Dämpfer-Element an.

Für den Einsatz der aktiven Fahrwerke in Kettenfahrzeugen ist, abgesehen von den hohen Kosten, zu bedenken, dass nicht unerhebliche zusätzliche Leistungen für deren Betrieb aufgebracht werden müssen. Hier ist vor allem für schwerere Fahrzeuge eher ein teilaktives System vorzuziehen. Außerdem ist der Raumbedarf für die hydraulische

Anlage einschließlich der Kühlung, die auch für die elektronische Regelung vorzusehen ist, nicht zu vernachlässigen. Dazu ist auch zu bedenken, dass aus Sicherheitsgründen (nicht nur bei Beschussfolgen) die Hydraulik gegenüber dem Raum für die Besatzung entsprechend sicher abzutrennen ist. Das bedeutet, dass diese Systeme bei Gefechtsfahrzeugen zusätzliche Probleme bezüglich Raum und Gewicht aufwerfen. Das ist zudem vor dem Hintergrund zu sehen, dass man mit den heutigen, passiven Laufwerken bei überschaubaren Kosten eine durchaus ausreichende Beweglichkeit erreichen kann.

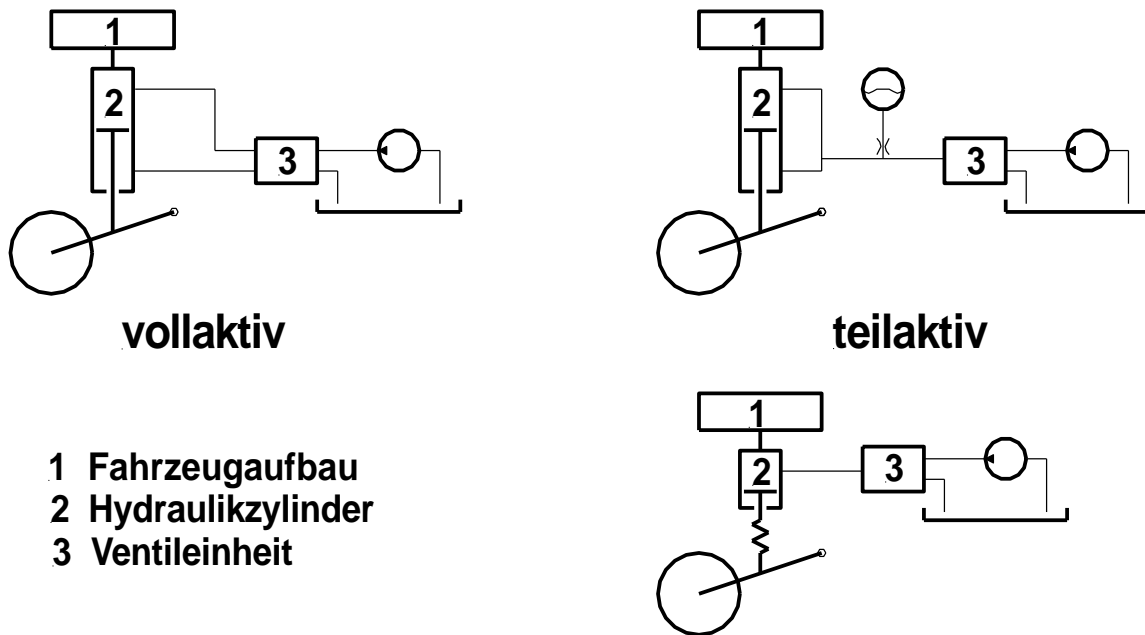


Abb. 5.68: Aktive Fahrwerkssysteme (Prinzipbeispiele)

Anhang: Berechnungsbeispiele

1. Einleitung

Die nachfolgend behandelten Berechnungsbeispiele haben folgenden Zweck:

- Verdeutlichung der in den vorherigen Kapiteln gemachten Aussagen und abgeleiteten Gleichungen.
- Aufzeigen von Möglichkeiten, den erforderlichen Zugkraft- und Leistungsbedarf von Kettenfahrzeugen abzuschätzen.
- Möglichkeit für den Ingenieur und Studenten der Fahrzeugtechnik, sich in der Berechnung von Fahrzuständen von Kettenfahrzeugen zu üben.

Bei den Berechnungen werden fast ausschließlich Beziehungen verwendet, die unter idealisierenden Annahmen abgeleitet wurden. D.h., es gelten für die folgenden Aufgaben die in den Kapiteln 2. bis 5. aufgezeigten Vereinfachungen.

Daher soll sich jeder Bearbeiter bewusst sein, dass die Resultate mit „Fehlern“ behaftet sind. Es wäre deshalb auch widersinnig, die Rechenergebnisse auf „mehrere Stellen nach dem Komma“ anzugeben.

In den Aufgaben werden Kettenfahrzeuge drei verschiedener Gewichtsklassen behandelt. Die zugehörigen fahrzeugtechnischen Daten sind in der nachfolgenden Tabelle zusammengefasst worden.

Für diese Kettenfahrzeuge soll, wenn nichts anderes angegeben ist, der Kraft-/Leistungsfluss gemäß Abb. 2.14 bzw. Abb. 4.22 gelten.

Fahrzeugdaten:

Größe	Abkürzung		Fahrzeugtyp		
	Einheit		A	B	C
<i>Fahrzeugmasse</i>	F_G/g	kg	11000	29000	45000
<i>Abmessungen:</i>					
Kettenauftragelänge	l_a	m	2,65	3,9	4,2
Breite (über die Ketten)	b	m	2,6	3,07	3,25
Kettenbreite	b_K	m	0,38	0,45	0,55
Triebraddurchmesser	D_T	m	0,46	0,66	0,62
angeströmte Projektionsfläche	A	m ²	6,0	7,7	8,0
Luftwiderstandsbeiwert	c_w	--	1,2	1,4	1,3
<i>Laufwerk:</i>					
Eigenkrümmungsradius der Kette	R_K	m	333	620	675
Kettenspannungsexponent	n	--	0,3	0,25	0,45
Kettengriffigkeit	μ_R	--	0,7	0,65	0,6
<i>Motor:</i>					
Motor(nenn)leistung	P_e	kW	200	440	610
bei Drehzahl	n_{mot}	min ⁻¹	3000	2200	2300
max. Motordrehmoment	M_{dmax}	Nm	450	2020	2800
bei Drehzahl	n_{mot}	min ⁻¹	1900	1600	1550
<i>Kraftübertragung:</i>					
Schaltgetriebe:					
Übersetzung 1. Gang	i_{SG1}	--	5,301	4,320	4,640
2. Gang	i_{SG2}	--	3,805	2,209	2,600
3. Gang	i_{SG3}	--	2,689	1,485	1,667
4. Gang	i_{SG4}	--	1,939	1,000	1,000
5. Gang	i_{SG5}	--	1,398	--	--
6. Gang	i_{SG6}	--	1,000	--	--
R.-Gang	i_{SGR}	--	6,039	vergl. $i_{SG1,2}$	vergl. $i_{SG1,2}$
Wendegetriebe:	i_{WG}	--	--	$\pm 0,626$	$\pm 0,993$
Seitenvorgelege:	i_{SV}	--	3,925	4,500	2,924
hydrod. Drehmomentwandler:					
max. Momentenverhältnis	i_{Wa}	--	2,4	2,6	2,8

2. Beispiele zu den Kapiteln 2.1, 2.2 und 3

Aufgabe 1

Ein Kettenfahrzeug vom Typ A fährt

- in der Ebene
- auf fester Fahrbahn
- mit 40 km/h.

Der Rollwiderstand beträgt 5% des Fahrzeuggewichtes.

Wie groß sind

- a. die erforderliche Zugkraft am Triebad?
- b. der Laufwerkswiderstand?
- c. die erforderliche Motorleistung, wenn der Wirkungsgrad der Getriebeelemente zwischen Motor und Kettentriebad 0,8 beträgt?
- d. der notwendige Mehrbedarf an Zugkraft (Angabe in %), wenn das Kettenfahrzeug eine Steigung von 5% mit gleicher Geschwindigkeit fahren soll?

Lösung

a) Die erforderliche Zugkraft am Triebad wird mit Gleichung 2/10 berechnet

$$F_{ZT} = F_{wa} + F_{wi}$$

Fahrt in der Ebene: Gleichungen 2/55 und 2/57

$$F_R = F_{waEbene} + F_{wi} = f_R \cdot F_G \cdot$$

Damit

$$F_{ZT} = F_R = f_R \cdot F_G = 0,05 \cdot 11 \cdot 10^3 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 5,3955 \cdot 10^3 \text{ N}$$

Die erforderliche Zugkraft am Triebad beträgt 5,4 kN.

b) Mit Gleichung 2/56:

$$F_{waEbene} = F_{Bug} + F_L$$

und Fahrt auf fester Fahrbahn ($F_{Bug} = 0$) folgt aus Gleichungen 2/55 und 2/57 mit 2/53

$$F_{wi} = F_R - F_L = F_R - \frac{\rho_L}{2} \cdot v_{rel}^2 \cdot c_w \cdot A \cdot$$

Für den Luftwiderstand wird angenommen:

$$\rho_L = 1,226 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (\text{für } 15^\circ\text{C und } 1,013 \cdot 10^5 \text{ Pa}), \text{ Windstille.}$$

Damit:

$$\begin{aligned} F_{wi} &= 5,3955 \cdot 10^3 \text{ N} - \frac{1,226 \text{ kg}}{2 \text{ m}^3} \cdot \left(\frac{40 \text{ m}}{3,6 \text{ s}} \right)^2 \cdot 1,2 \cdot 6 \text{ m}^2 \\ &= 5,3955 \cdot 10^3 \text{ N} - 0,5449 \cdot 10^3 \text{ N} = 4,8506 \cdot 10^3 \text{ N} \end{aligned}$$

Die Laufwerkswiderstände betragen 4,85 kN.

c) Für die Leistung am Triebbad bestehen die Beziehungen (Gleichung 2/8)

$$P_T = F_{ZT} \cdot v_T$$

und

$$P_T = P_e \cdot \eta_T .$$

Mit $F_{ZT} = F_R$ (s. Aufgabe a.)

und da kein Schlupf zwischen Kette und Boden:

$$P_e = \frac{F_R \cdot v_T}{\eta_T} = \frac{f_R \cdot F_G \cdot v_T}{\eta_T} = \frac{0,05 \cdot 11 \cdot 10^3 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \frac{40 \text{ m}}{3,6 \text{ s}}}{0,8} = 74,94 \cdot 10^3 \text{ N} \frac{\text{m}}{\text{s}} .$$

Die erforderliche Motorleistung beträgt 75 kW.

d) Die erforderliche Zugkraft wird um den Steigungswiderstand erhöht.

Mit Gleichung 2/52 (hier bei vertretbarem Fehler zulässig)

$$F_{St} = F_G \cdot \frac{p}{100}$$

wird die gesamte erforderliche Zugkraft

$$F_{ZT} = F_R + F_{St}$$

und der Mehrbedarf

$$\frac{F_{ZT\text{Steigung}}}{F_{ZTEbene}} = \frac{f_R \cdot F_G + F_G \cdot \frac{p}{100}}{f_R \cdot F_G} = 1 + \frac{p}{f_R \cdot 100} = 1 + \frac{5}{0,05 \cdot 100} = 2 .$$

Die erforderliche Zugkraft am Triebbad, damit auch die Motorleistung, steigen bei sonst gleichen Randbedingungen um 100% auf das Doppelte an.

Aufgabe 2

Gegeben ist ein Kettenfahrzeug vom Typ B.

Die Laufwerkswiderstände betragen 12 kN. Das Verhältnis zu den äußeren Fahrwiderständen in der Ebene ist auf der vorgegebenen Geländestrecke 2:1.

Die Reibungsverluste in allen Kraftübertragungselementen zwischen hydrodynam. Wandler-Turbinenrad und Kettentriebrad wurden mit 15% bestimmt.

Wie groß sind

- die maximale Steigfähigkeit des Kettenfahrzeugs im vorgegebenen Geländeabschnitt?
- die erforderliche Zugkraft am Kettentriebrad, wenn ein Fahrzeug gleichen Typs auf einer Steigung von 20 % abgeschleppt werden soll?
- die erforderliche Kettengriffigkeit bei Aufgabe 2b.?

Lösung

a) Aus Gleichung 2/10

$$F_{ZT} = F_{wa} + F_{wi}$$

und Gleichung 2/55

$$F_R = F_{waEbene} + F_{wi}$$

folgt im vorliegenden Fall:

$$F_{ZT} = F_{waEbene} + F_{wi} + F_{St}$$

$$F_{St} = F_{ZT} - F_{waEbene} - F_{wi} .$$

Mit Gleichung 2/51 folgt:

$$\sin \alpha = \frac{F_{ZT} - F_{waEbene} - F_{wi}}{F_G} .$$

Gleichung 2/52 darf hier wegen der Größenordnung des zu erwartenden Ergebnisses nicht verwendet werden.

Die befahrbare Steigung wird bestimmt aus:

$$p = \tan \left[\arcsin \left(\frac{F_{ZT} - F_{waEbene} - F_{wi}}{F_G} \right) \right] \cdot 100\%$$

Mit $F_{waEbene} = 0,5 \cdot F_{wi}$

$F_{ZT} = F_{ZTmax}$ im günstigsten Fall bestimmt durch:

- Fahrt im 1. Gang
- bei maximalem Motordrehmoment und
- bei maximalem Drehmomentverhältnis im hydrodynam. Drehmomentwandler.

Es gelten die Beziehungen (M_T : Drehmoment am Triebtrieb):

$$M_T = F_{ZT} \cdot \frac{D_T}{2}$$

$$M_T = M_d \cdot (1 - 0,15) \cdot i_M \cdot i_{ges}$$

$$i_{ges} = i_{WG} \cdot i_{SG1} \cdot i_{SV}$$

damit:

$$\begin{aligned} F_{ZTmax} &= \frac{M_{dmax} \cdot (1 - 0,15) \cdot i_{Wa} \cdot i_{WG} \cdot i_{SG1} \cdot i_{SV}}{D_T / 2} \\ &= \frac{2020 \text{ Nm} \cdot 0,85 \cdot 2,6 \cdot 0,626 \cdot 4,320 \cdot 4,500}{0,66 \text{ m} / 2} = 164,627 \cdot 10^3 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \rho_{max} &= \tan \left[\arcsin \left(\frac{164,627 \cdot 10^3 \text{ N} - 1,5 \cdot 12 \cdot 10^3 \text{ N}}{29 \cdot 10^3 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} \right) \right] \cdot 100\% \\ &= \tan 31^\circ \cdot 100\% = 60\% \end{aligned}$$

In einer Kontrollrechnung muss überprüft werden, ob die erforderliche Vortriebskraft auf die Fahrbahn übertragen werden kann.

Bei dieser Betrachtung der Griffigkeit zwischen Kette und Boden sind nur die äußeren Fahrwiderstände relevant.

Gleichung 2/11:

$$F_Z = F_{wa} = \mu_R \cdot F_G \cdot \cos \alpha .$$

Es gilt die Bedingung:

$$\begin{aligned} \mu_R &\geq \frac{F_{wa}}{F_G \cdot \cos \alpha} = \frac{F_{waEbene} + F_G \cdot \sin \alpha}{F_G \cdot \cos \alpha} = \frac{F_{waEbene}}{F_G \cdot \cos \alpha} + \tan \alpha \\ &= \frac{0,5 \cdot 12 \cdot 10^3 \text{ N}}{29 \cdot 10^3 \cdot 9,81 \text{ N} \cdot \cos 31^\circ} + \tan 31^\circ = 0,63 \end{aligned}$$

Da eine Kettengriffigkeit von 0,65 vorgegeben ist (s. Tabelle), ist die Steigung 60% im günstigsten Fall befahrbar.

b) In Gleichung 2/10

$$F_{ZT} = F_{wa} + F_{wi}$$

wird der Anteil F_{wa} um den Anhängewiderstand F_{An} vergrößert. Bei einem abgeschleppten Kettenfahrzeug gleichen Typs kann näherungsweise angenommen werden, dass alle Teilkomponenten des Fahrwiderstands gleich den entsprechenden des bergenden Fahrzeugs sind, obwohl hier die antriebsbedingten Anteile des Laufwerkswiderstandes wegfallen.

Der Schleppevorgang wird in der Regel bei gelösten Kupplungen zwischen Kettentrieb- rad/Seitenvorgelege und Getriebe des zu bergenden Fahrzeugs durchgeführt, so dass der Widerstand leer drehender Getriebeteile nicht berücksichtigt zu werden braucht. Der Luftwiderstand des Zuges kann bei der geringen Schleppegeschwindigkeit vernachlässigt werden.

$$F_{ZT} = (F_{wa} + F_{wi})_{\text{bergendes Fahrzeug}} + (F_{wa} + F_{wi})_{\text{geschlepptes Fahrzeug}}$$

hier:

$$\begin{aligned} F_{ZT} &= 2 \cdot (F_{wa} + F_{wi}) = 2 \cdot (1,5 \cdot F_{wi} + F_{St}) \\ &= 2 \cdot \left[1,5 \cdot 12 \cdot 10^3 \text{ N} + 29 \cdot 10^3 \cdot 9,81 \text{ N} \cdot \sin \left(\arctan \frac{20}{100} \right) \right] = 147,6 \cdot 10^3 \text{ N} \end{aligned}$$

Die erforderliche Zugkraft am Trieb- rad beträgt 148 kN. Diese Zugkraft kann antriebs- seitig zur Verfügung gestellt werden (s. Aufgabe 2 a)).

c) Bei der Betrachtung der Griffigkeit sind wieder nur die für das bergende Fahrzeug äußeren Fahrwiderstände von Bedeutung.

Diese setzen sich zusammen aus:

- bergendes (ziehendes) Fahrzeug: $F_{waEbene} + F_{St}$
- geschlepptes Fahrzeug: $F_{wi} + F_{waEbene} + F_{St}$

Damit aus Gleichung 2/11:

$$\begin{aligned} \mu_R \geq \frac{F_Z}{F_G \cdot \cos \alpha} &= \frac{(F_{waEbene} + F_{St}) + (F_{wi} + F_{waEbene} + F_{St})}{F_G \cdot \cos \alpha} \\ &= \frac{2 \cdot F_{waEbene} + F_{wi}}{F_G \cdot \cos \alpha} + 2 \cdot \tan \alpha \\ &= \frac{3 \cdot 12 \cdot 10^3 \text{ N}}{29 \cdot 10^3 \cdot 9,81 \text{ N} \cdot \cos 11,31^\circ} + 2 \cdot \frac{20}{100} = 0,529 \end{aligned}$$

Die erforderliche Kettengriffigkeit für den Schleppvorgang beträgt 0,53; diese liegt bei den gegebenen Daten vor.

Aufgabe 3

Gegeben ist ein Kettenfahrzeug vom Typ C.

Der Rollwiderstandsbeiwert wurde zu 4% (im betrachteten Geschwindigkeitsbereich nahezu konstant) gemessen.

Das Verhältnis innerer/äußerer Fahrwiderstand in der Ebene beträgt im vorgegebenen Gelände 4:1.

Wie groß

- muss die Tragfähigkeit des Bodens mindestens sein, damit das Fahrzeug nicht einsinkt?
- ist die maximale Verzögerung, die der KPz in diesem Gelände auf einer Gefällestrecke von 10% erreichen kann?
- werden die erforderlichen Momente und Leistungen an den Bremsen, die zwischen Seitenvorgelege und Getriebe eingebaut sind (Ausgangsgeschwindigkeit 40 km/h)?
- ist der Bremsweg, wenn unter sonst gleichen Randbedingungen ein KPz gleichen Typs abgeschleppt wird?

Lösung

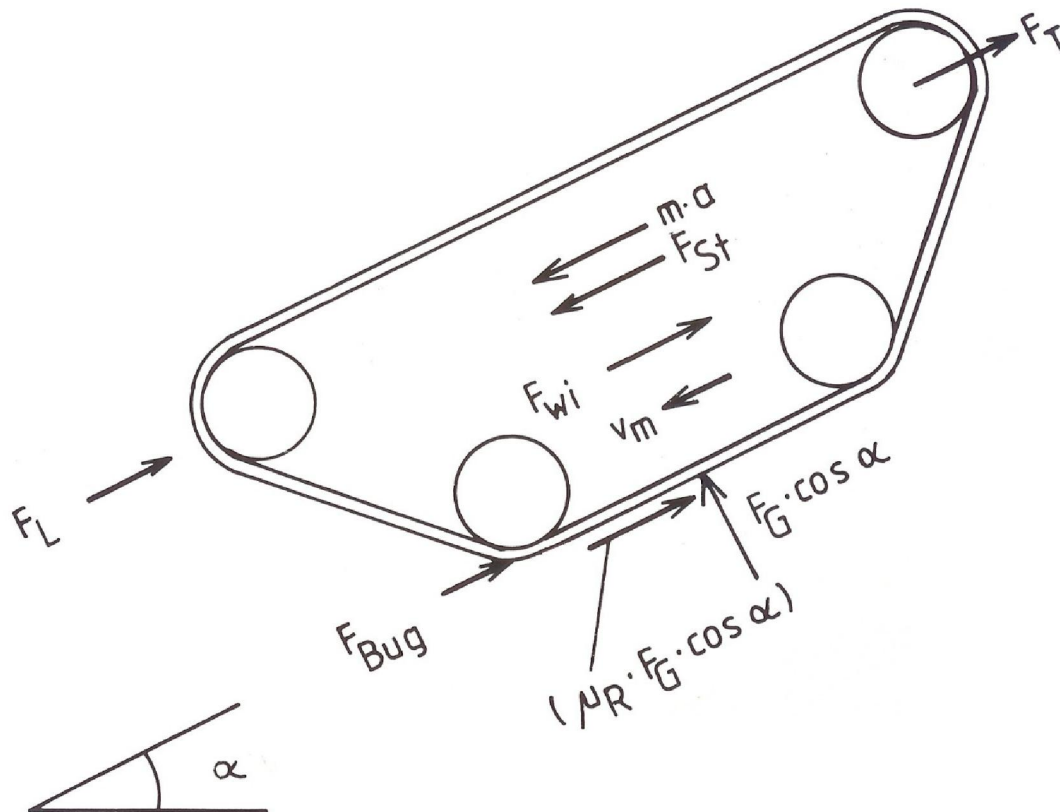
a) Bedingung dafür, dass das Kettenfahrzeug nicht einsinkt, ist, dass die Tragfähigkeit des Bodens p_g größer als der spezifische Bodendruck bis gleich diesem ist.

Aus Gleichung 2/2 folgt:

$$p_g \geq p_o = \frac{F_G}{2 \cdot b_K \cdot l_a} = \frac{45 \cdot 10^3 \cdot 9,81 \text{ N}}{2 \cdot 0,55 \text{ m} \cdot 4,2 \text{ m}} = 9,56 \cdot 10^4 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Die Tragfähigkeit des Bodens muss mindestens $0,96 \cdot 10^5$ Pa sein.

b) Die nachfolgende Abbildung zeigt die Kraftwirkungen (Reaktionskräfte) auf das Kettenfahrzeug beim Bremsvorgang. Die Kräfte sind *nicht* maßstäblich dargestellt.



Die maximal erreichbare Verzögerung wird durch die zwischen Kette und Boden übertragbaren Kräfte bestimmt. Analog zu Gleichung 2/11 gilt beim Bremsvorgang unter Berücksichtigung der Kraftwirkungen:

$$\mu_R \cdot F_G \cdot \cos \alpha = m \cdot a + F_{St} - (F_{Bug} + F_L)$$



hier Gefälle

Der Massenfaktor aus Gleichung 2/54 wird bei Bremsberechnungen im allgemeinen nicht berücksichtigt

Daraus folgt:

$$a_{max} = \frac{\mu_R \cdot F_G \cdot \cos \alpha - F_{St} + (F_{Bug} + F_L)}{m}$$

und mit:

- Gleichung 2/51 $F_{St} = F_G \cdot \sin \alpha$
 - Gleichung 2/56 $F_{waEbene} = F_{Bug} + F_L$
 - Gleichungen 2/55, 2/57 $F_R = F_{waEbene} + F_{wi} = f_R \cdot F_G$
 - hier $F_{wi} = 4 \cdot F_{waEbene}$
- $$F_R = 5 \cdot F_{waEbene}$$

$$a_{max} = (\mu_R \cdot \cos \alpha - \sin \alpha + 0,2 \cdot f_R) \cdot g$$

$$= \left[0,6 \cdot \cos \left(\arctan \frac{10}{100} \right) - \sin \left(\arctan \frac{10}{100} \right) + 0,2 \cdot 0,04 \right] \cdot 9,81 \frac{m}{s^2}$$

$$a_{max} = [0,597 - 0,0995 + 0,08] \cdot 9,81 \frac{m}{s^2} = 4,96 \frac{m}{s^2}$$

Die maximal erreichbare Verzögerung beträgt 5 m/s^2 .

c) Die erforderlichen Momente und Leistungen an den Bremsen werden durch folgende Beziehungen bestimmt (das Reibmoment im Seitenvorgelege wird dabei nicht berücksichtigt):

1. *Momente:*

$$M_{Bremsen} = M_T \cdot \frac{1}{i_{SV}}$$

$$M_T = F_T \cdot \frac{D_T}{2}$$

daraus die Bremskraft an den Triebrädern

$$F_T = m \cdot a + F_{St} - (F_{Bug} + F_L) - F_{wi}$$

oder (s. Aufgabe 3 b.)

$$F_T = \mu_R \cdot F_G \cdot \cos \alpha - F_{wi} \quad (\text{beachte: } F_{wi} \text{ ist immer gegen die Fahrtrichtung gerichtet!})$$

hier:

$$F_T = \mu_R \cdot F_G \cdot \cos \alpha - 0,8 \cdot f_R \cdot F_G = 45 \cdot 10^3 \cdot 9,81 \text{ N} \cdot (0,6 \cdot \cos 5,7^\circ - 0,8 \cdot 0,04) \\ = 249,43 \cdot 10^3 \text{ N}$$

damit:

$$M_{\text{Bremsse}} = 249,43 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \frac{0,62 \text{ m}}{2} \cdot \frac{1}{2,924} = 26,4 \cdot 10^3 \text{ Nm}$$

2. *Leistung:*

$$P_{\text{Bremsse}} \approx P_T = F_T \cdot v_T \quad \text{mit} \quad v_T = v_m \\ \text{und} \quad \text{wirksamer Bremsendurchmesser} = D_T$$

$$P_{\text{Bremsse}} \approx 249,43 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \frac{40 \text{ m}}{3,6 \text{ s}} = 2771 \cdot 10^3 \text{ N} \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot \frac{\text{kW}}{10^3 \text{ N} \frac{\text{m}}{\text{s}}}$$

$$P_{\text{Bremsse}} \approx 2771 \text{ kW}$$

Die Zahlenergebnisse verdeutlichen die Belastung der Bremsanlage bei einer Vollbremsung.

Die erforderliche Bremsleistung beträgt im berechneten Fall das 4,5fache der installierten Motorleistung.

d) Der Bremsweg des Abschleppgespannes bis zum Stillstand wird über die allgemeine Gleichung für den Bremsweg berechnet:

$$s_{Br} = \frac{v_m^2}{2 \cdot a_{m(s)}} \cdot$$

Darin ist $a_{m(s)}$ die (über den Bremsweg) mittlere Bremsverzögerung, die über den Güterwert der Bremsanlage mit der maximalen Bremsverzögerung im Verhältnis steht.

Hier wird $a_{m(s)} = 0,9 \cdot a_{\max}$ angenommen.

Die maximal erreichbare Verzögerung wird wie in Aufgabe 3a. berechnet, mit dem Zusatz, dass Trägheitskräfte und Fahrwiderstände des geschleppten Fahrzeugs zusätzlich berücksichtigt werden müssen.

Damit:

$$\mu_R \cdot F_{G1} \cdot \cos \alpha \geq m_1 \cdot a + F_{St1} - F_{waEbene1} + m_2 \cdot a + F_{St2} - F_{waEbene2} - F_{wi2}$$

Index 1: ziehendes Fahrzeug

Index 2: geschlepptes Fahrzeug

$$a_{\max} = \frac{\mu_R \cdot F_{G1} \cdot \cos \alpha - (F_{St1} + F_{St2}) + (F_{wa1} + F_{wa2})_{Ebene} + F_{wi2}}{m_1 + m_2}$$

hier!

$$a_{\max} = \frac{\mu_R \cdot F_G \cdot \cos \alpha - 2 \cdot F_{St} + 2 \cdot F_{waEbene} + F_{wi}}{2 \cdot F_G} \cdot g$$

vergl. Aufgabe 3b)

$$a_{\max} = \left(\frac{1}{2} \cdot \mu_R \cdot \cos \alpha - \sin \alpha + 0,6 \cdot f_R \right) \cdot g$$

$$= \left(\frac{1}{2} \cdot 0,6 \cdot \cos 5,7^\circ - \sin 5,7^\circ + 0,6 \cdot 0,04 \right) \cdot 9,81 \frac{m}{s^2} = 2,19 \frac{m}{s^2}$$

$$s_{Br} = \frac{\left(\frac{40}{3,6} \right)^2 \frac{m^2}{s^2}}{2 \cdot 0,9 \cdot 2,19 \frac{m}{s^2}} = 31,35 m .$$

Der Bremsweg beträgt im günstigsten Fall 31 m.

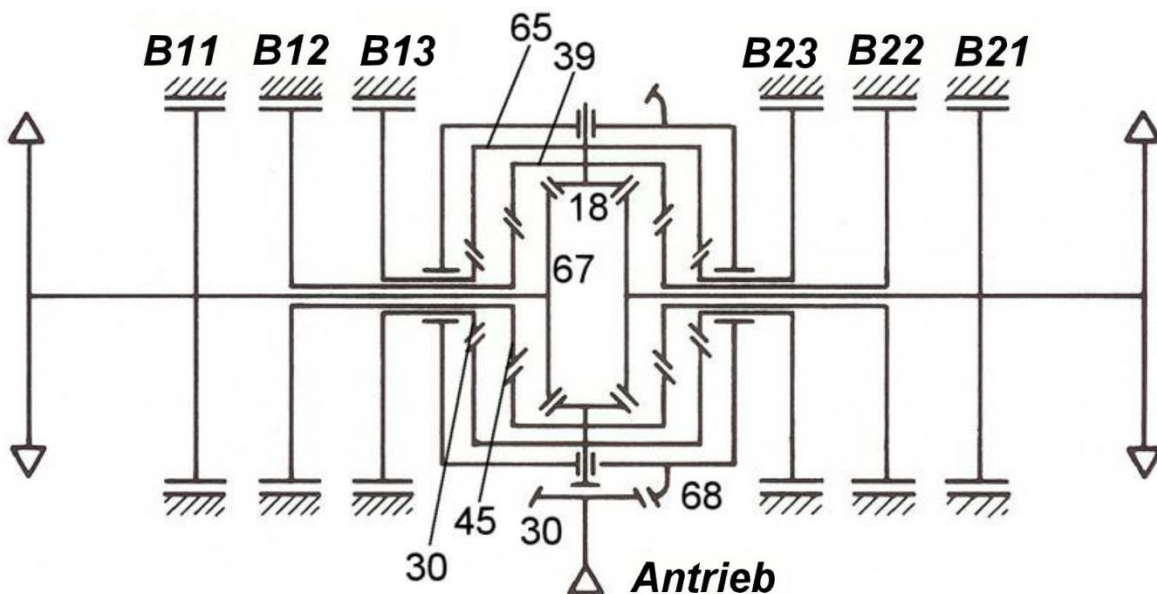
3. Beispiele zu den Kapiteln 2.3 und 4.2 bis 4.5

Aufgabe 4

Für ein Kettenfahrzeug vom Typ A ist ein Kraftfluss gemäß Abb. 4/56 vorhanden. Das Lenkgetriebe ist nach dem untenstehenden Schema konstruiert.

Der Triebwerkswirkungsgrad beträgt 0,8.

Der Rollwiderstand wurde zu 4% vom Fahrzeuggewicht gemessen.



Zahlenangaben = Zähnezahlen der entsprechenden Zahnräder

- Um welchen Getriebetyp handelt es sich?
Welche prinzipiellen Nachteile hat dieser Getriebetyp in einem Kettenfahrzeug?
- Wieviele feste Lenkübersetzungen hat das Getriebe, wie groß sind diese und welche Elemente müssen dazu getätigt werden?

Wie groß sind

- die Höchstgeschwindigkeit in steinigem Gelände auf einem Kurvenradius von 8,5 Metern, wenn motorseitig eine Leistung von 150 kW zur Verfügung steht?
- für den Betriebszustand nach c.
 - die von der inneren zur äußeren Kette fließende Leistung?
 - die Drehzahl an der entsprechenden Lenkbremse?

Lösung

a) Getriebetyp: Mehrfach-Lenkdiffenzial (s. Kapitel 4.4.1.2)

Prinzipielle Nachteile:

- keine Kursstabilität: Fahrzeug weicht selbsttätig zur Seite des größeren Fahrwiderstandes hin aus;
- schlechtes Wirkungsgradverhalten; bei Mehrfach-Lenkdiffenzialen (Ausgleichs-Lenkgetrieben) wird der Lenkwirkungsgrad verbessert;
- bei mehreren festen Lenkübersetzungen:
 - hoher Konstruktionsaufwand
 - komplizierte Betätigung der Bedienelemente durch den Fahrer bzw.
 - hoher Aufwand für Abfolgesteuerung.

b) Anzahl der festen Lenkübersetzungen: 3 (vergl. auch Abb.4.55):

1) $i_{L\text{fI}} = 1$, wenn B11 oder B21 fest, alle anderen gelöst,

2) $i_{L\text{fII}} = ?$, wenn B12 oder B22 fest, alle anderen gelöst.

Berechnung mit Gleichung 4/67:

$$i_{L\text{f}} = \frac{z_1 \cdot z_5}{z_3 \cdot z_7}$$

mit $z_1 = 67$, $z_3 = 18$, $z_5 = 39$, $z_7 = 45$

$$i_{L\text{fII}} = \frac{67 \cdot 39}{18 \cdot 45} = 3,226 \text{ .}$$

3) $i_{L\text{fIII}} = ?$, wenn B13 oder B23 fest, alle anderen gelöst.

Die Berechnung erfolgt ebenfalls mit Gleichung 4/67, in die für z_5 und z_7 die entsprechenden Zähnezahlen der mit den Bremsen B13 / B23 verbundenen Kegelräder einzusetzen sind.

Mit $z_1 = 67$, $z_3 = 18$, $z_5 = 65$, $z_7 = 30$

$$i_{L\text{fIII}} = \frac{67 \cdot 65}{18 \cdot 30} = 8,065 \text{ .}$$

c) Der Kurvenradius von 8,5 Metern legt fahrzeugseitig die erforderliche Lenkübersetzung fest (Gleichung 2/58):

$$i_L = \frac{R}{s/2} \text{ .}$$

Mit $s = b - b_K = 2,6m - 0,38m = 2,22m$

$$i_L = \frac{8,5m}{1,11m} = 7,658 .$$

Diese Lenkübersetzung kann durch das Lenkgetriebe nur mit den festen Lenkübersetzungen erreicht werden, die kleiner oder gleich diesem Wert sind (vergl. Kapitel 4.2.1):

$$i_{L\text{fl}} = 1 < i_L = 7,658$$

$$i_{L\text{flI}} = 3,226 < i_L = 7,658$$

$$i_{L\text{flII}} = 8,065 > i_L = 7,658 .$$

Die feste Lenkübersetzung $i_{L\text{flII}}$ scheidet für den gesuchten Fahrzustand daher aus. Da nach der *Höchstgeschwindigkeit* gefragt ist, die nur mit der maximal am Triebrad verfügbaren Leistung erreicht werden kann, ist die größtmögliche = energetisch günstigste feste Lenkübersetzung auszuwählen:

$$i_{L\text{flI}} = 3,226 \text{ (vergl. Kapitel 4.2.2.2 und 4.4.1.2).}$$

Die Fahrgeschwindigkeit in der Kurve wird mit Gleichung 4/38 berechnet:

$$v_m = \frac{P_{an} \cdot \eta_T}{F_G \cdot \left(f_R + \frac{f_w \cdot \lambda}{2 \cdot i_{Lf}} \right)} .$$

Darin sind

$$f_R = \frac{F_R}{F_G} = 0,04 \quad \text{(Gleichung 2/57)}$$

$$\lambda = \frac{l_a}{s} = \frac{2,65m}{2,22m} = 1,19 \quad \text{(Gleichung 2/60)}$$

$$f_w = \frac{f_{wo}}{(1 + i_L)^n} \cdot \left(1 - \frac{i_L}{i_K} \right) \quad \text{(Gleichung 2/100)}$$

$$i_K = \frac{R_K}{s/2} = \frac{333m}{1,11m} = 300 \quad \text{(Gleichung 2/59)}$$

$$f_{wo} = 1,2 \quad \text{(siehe Abb. 2.49)}$$

$$f_w = \frac{1,2}{(1 + 7,658)^{0,3}} \cdot \left(1 - \frac{7,658}{300} \right) = 0,612$$

$$v_m = \frac{150 \text{ kW} \cdot 0,8}{11 \cdot 10^3 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \left(0,04 + \frac{0,612 \cdot 1,19}{2 \cdot 3,226}\right)} \cdot \frac{10^3 \frac{\text{Nm}}{\text{s}}}{\text{kW}} \cdot \frac{\text{kg} \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}{\text{N}}$$

$$= 7,27 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 3,6 \frac{\text{km/h}}{\text{m/s}} = 26 \frac{\text{km}}{\text{h}}$$

In einer Kontrollrechnung muss nachgewiesen werden, dass die bei der Kurvenfahrt auftretenden Fliehkräfte auf den Boden übertragen werden können.

Dabei gilt die allgemeine Beziehung:

$$\frac{F_G}{g} \cdot \frac{v^2}{R} \leq \mu_R \cdot F_G .$$

Daraus

$$\mu_{R\text{erforderlich}} \geq \frac{v^2}{g \cdot R} = \frac{7,27^2 (\text{m/s})^2}{9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 8,5 \text{m}^2} = 0,63 .$$

Die vorhandene Griffigkeit beträgt 0,7; das Kettenfahrzeug kann die Kurve ohne zu schleudern mit der Geschwindigkeit 26 km/h befahren.

d) Die von der inneren zur äußeren Kette zirkulierende Blindleistung ist aus Abb. 4.51 zu entnehmen:

$$P_{\text{Blind}} = |P_i| - V_L .$$

Diese Beziehung enthält die oben angesprochenen Vereinfachungen.

Mit Gleichung 2/90

$$|P_i| = \left| \frac{F_G}{2} \cdot v_m \cdot \left(f_R - \frac{f_w \cdot \lambda}{2} \right) \cdot \left(1 - \frac{1}{i_L} \right) \right|$$

$$= \left| \frac{11 \cdot 10^3 \cdot 9,81 \text{N}}{2} \cdot 7,27 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot \left(0,04 - \frac{0,612 \cdot 1,19}{2} \right) \cdot \left(1 - \frac{1}{7,658} \right) \right|$$

$$|P_i| = 111 \cdot 10^3 \frac{\text{Nm}}{\text{s}} = 111 \text{ kW}$$

und Gleichung 4/31

$$\begin{aligned} V_L &= F_G \cdot v_m \cdot \frac{f_w \cdot \lambda}{2} \cdot \left(\frac{1}{i_{Lf}} - \frac{1}{i_L} \right) \\ &= 11 \cdot 10^3 \cdot 9,81 \text{ N} \cdot 7,27 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot \left(\frac{0,612 \cdot 1,19}{2} \right) \cdot \left(\frac{1}{3,226} - \frac{1}{7,658} \right) \\ &= 51 \cdot 10^3 \frac{\text{Nm}}{\text{s}} = 51 \text{ kW} \end{aligned}$$

Damit beträgt die zirkulierende Blindleistung 60 kW.

Die Drehzahl an der Lenkbremse wird mit Hilfe der Gleichungen 4/26 und 4/58a gewonnen, die für alle Arten von Ausgleichs-Lenkgetrieben gelten. Zusätzlich ergibt sich mit der Gleichung 4/67:

$$\text{aus } i_{wr} = \frac{1}{1 - \frac{n_{Br}}{n_P}} \text{ folgt}$$

$$n_{Br} = n_P \cdot \left(1 - \frac{1}{i_{wr}} \right) \text{ und}$$

mit

$$i_{wr} = \frac{i_L}{i_{Lf}}$$

$$i_{Lf} = \frac{z_1 \cdot z_5}{z_3 \cdot z_7} = 3,226 \text{ (im vorliegenden Fall)}$$

$$n_P = n_T \cdot i_{SV}$$

$$n_T = \frac{v_m}{\pi \cdot D_T}$$

erhält man die allgemeine Beziehung:

$$\begin{aligned} n_{Br} &= \frac{v_m}{\pi \cdot D_T} \cdot i_{SV} \cdot \left(1 - \frac{i_{Lf}}{i_L} \right) \\ &= \frac{7,27 \text{ m/s}}{\pi \cdot 0,46 \text{ m}} \cdot 3,925 \cdot \left(1 - \frac{3,226}{7,658} \right) = 11,43 \frac{1}{\text{s}} \cdot \frac{60 \text{ s}}{\text{min}} = 686 \text{ min}^{-1} \end{aligned}$$

Die Drehzahl an der rutschenden Lenkbremse beträgt 686 min^{-1} . In Verbindung mit dem abstützenden Lenkmoment wird die oben berechnete Lenkverlustleistung von 51 kW vernichtet, die über das Getriebeöl an das Kühlsystem abgeführt werden muss.

mit

$$n_{wf} = \frac{n_v}{i_{Lf}} = \frac{1}{i_{SV}} \cdot \frac{1}{i_{SAPSu}} \cdot n_S$$

$$n_v = \frac{1}{i_{SV}} \cdot \frac{1}{i_{ASPSu}} \cdot n_A$$

$$n_A = \frac{1}{i_{SG}} \cdot \frac{1}{i_{Vorgelege}} \cdot n_{an}$$

daraus

$$n_S = i_{SV} \cdot i_{SAPSu} \cdot \frac{1}{i_{Lf}} \cdot \frac{1}{i_{SV}} \cdot \frac{1}{i_{ASPSu}} \cdot \frac{1}{i_{SG}} \cdot \frac{1}{i_{Vorgelege}} \cdot n_{an} .$$

Mit

$$i_{SAP} = i_o + 1 \quad (\text{vergl. Abb. 4.36})$$

$$i_{ASP} = \frac{i_o + 1}{i_o}$$

$$n_S = \frac{i_{oS_u}}{i_{Vorgelege}} \cdot n_{an} \cdot \frac{1}{i_{Lf} \cdot i_{SG}} .$$

In dieser Gleichung sind i_{oS_u} , $i_{Vorgelege}$ und n_{an} fest vorgegebene Größen, während i_{Lf} und i_{SG} variabel bleiben.

Dabei ist zu berücksichtigen, dass beim Überlagerungs-Lenkgetriebe die kleine feste Lenkübersetzung der großen Schaltgetriebeübersetzung zugeordnet ist (s. Kapitel 4.4.2.1.1 Abschnitt 3).

Das Produkt $i_{Lf} \cdot i_{SG}$ muss konstant sein, damit ein eindeutiger Zusammenhang zwischen Antriebsdrehzahl und Überlagerungsdrehzahl aus dem Lenkgetriebe gegeben ist (d.h., dass das Lenkgetriebe mit einer festen Übersetzung ausgestattet ist).

$$i_{LFI} \cdot i_{SG1} = 2 \cdot 4 = 8$$

$$i_{LFI} \cdot i_{SG2} = 4 \cdot 2 = 8$$

$$i_{LFI} \cdot i_{SG3} = 8 \cdot ? = 8$$

Daraus folgt, dass die gesuchte Schaltgetriebeübersetzung des 3. Ganges $i_{SG3} = 1$ sein muss.

Die gesuchte Drehzahl beträgt

$$n_s = \frac{2,5}{1,5} \cdot 1200 \text{ min}^{-1} \cdot \frac{1}{8} = 250 \text{ min}^{-1} .$$

Allgemein gilt, dass bei diesem Einraden-Überlagerungs- Lenkgetriebe die im Lenkgetriebe erzeugte feste Übersetzung

$$i_{StL} = \frac{n_{an}}{n_s} = i_{Vorgelege} \cdot \frac{1}{i_{oSu}} \cdot (i_{Lf} \cdot i_{SG}) = 1,5 \cdot \frac{1}{2,5} \cdot 8 = 4,8$$

betragen muss.

Aufgabe 6

Ein Kettenfahrzeug vom Typ C soll mit einem Getriebe gemäß nachfolgendem Schema ausgestattet sein.

Folgende zusätzliche Daten sind bekannt:

- Triebwerkwirkungsgrad konstant: 0,8
- Wandler überbrückt
- Rollwiderstandsbeiwert: 0,04
- Laufwerkswiderstand / äußerer Fahrwiderstand in der Ebene: 3 : 1

- a. Um welchen Getriebetyp handelt es sich? Begründen Sie Ihre Aussage!
- b. Welche Funktion haben die Bauteile (1) - (9)?
- c. Wie groß muss die Zähnezahl X sein, damit der theoretisch kleinstmögliche Radius zwischen 3,5 und 3,6 Metern liegt?
- d. Wie groß sind dann die festen Lenkübersetzungen?
- e. Unter welchen Voraussetzungen kann das Fahrzeug um die Hochachse wenden?

Wie lange dauert der theoretisch kürzeste Wendevorgang auf einer rauen Betonfahrbahn mit dem Wendewiderstandsbeiwert 1,0 (Hochachse), auf der eine Griffigkeit von 0,8 erreicht wird?

b) Funktion der Bauteile:

- (1) Antrieb für das Lenkgetriebe
- (2) Antrieb vom Schaltgetriebe
- (3) Summierungsgetriebe
- (4) Nullwelle
- (5) Drehrichtungsumkehr für symmetrischen Lenkantrieb (entspricht Bauteil (37) in Abb.4.27)
- (6) Lenkkupplungen links-rechts, zugleich Stabilisierungskupplungen für die Geradeausfahrt
- (7) Lenkkupplung großer Radius
- (8) Lenkkupplung kleiner Radius
- (9) Abtrieb zum Seitenvorgelege

c) Der Mindestkurvenradius wird durch die kleinste feste Lenkübersetzung bestimmt:

$$R_{min} = i_{Lf min} \cdot \frac{s}{2} \quad (\text{aus Gleichung 4/27})$$

$$i_{Lf min} = \frac{R_{min}}{s/2} = \frac{i_{wf min}}{i_{v max}} \quad (\text{aus Gleichung 4/25 und Kapitel 4.4.2.1.1, Abschnitte 2 und 3})$$

D.h., dass die kleinste feste Lenkübersetzung durch die kleinere Übersetzung im Lenkgetriebe und die größte Vorwärtsübersetzung, also durch den 1. Gang, bestimmt wird. Damit erhält Gleichung 4/77 die Form:

$$i_{Lf} = i_{Lf min} = \frac{\frac{40}{20} \cdot \frac{69}{50} \cdot \frac{98}{X} \cdot i_{SAPSu}}{i_{WG} \cdot i_{SG1} \cdot \frac{22}{19} \cdot i_{ASPSu}} = \frac{R_{min}}{s/2}$$

mit der gesuchten Größe x:

$$X = \frac{43}{20} \cdot \frac{69}{50} \cdot 98 \cdot \frac{19}{22} \cdot \frac{1}{i_{WG}} \cdot \frac{1}{i_{SG1}} \cdot \frac{i_{SAPSu}}{i_{ASPSu}} \cdot \frac{s}{2} \cdot \frac{1}{R_{min}}$$

$$\text{mit } i_{SAPSu} = i_o + 1 \quad \text{und} \quad i_{ASPSu} = \frac{i_o + 1}{i_o} \quad \Rightarrow \quad \frac{i_{SAPSu}}{i_{ASPSu}} = \frac{113}{39}$$

$$i_{WG} = 0,993$$

$$i_{SG1} = 4,640$$

$$s = b - b_K = 3,25 - 0,55 = 2,7m$$

$$R_{min} = 3,5m$$

$$x = \frac{43}{20} \cdot \frac{69}{50} \cdot 98 \cdot \frac{19}{22} \cdot \frac{1}{0,993} \cdot \frac{1}{4,640} \cdot \frac{113}{39} \cdot \frac{2,7m}{2} \cdot \frac{1}{3,5m} = 60,91$$

Die ganzzahlige Lösung muss kleiner als der berechnete Wert sein, da der vorgegebene Mindestkurvenradius größer als 3,5 Meter sein soll: Lösung 60 Zähne.

Die Kontrollrechnung für $x = 60$ Zähne ergibt mit Gleichung 4/77 einen theoretischen Mindestkurvenradius von 3,55 Metern $< 3,6$ Meter.

d) Das vorliegende Zweiradien-Überlagerungs-Lenkgetriebe hat bei 4 Gängen im Schaltgetriebe 8 feste Lenkübersetzungen, die mit Gleichung 4/77 berechnet werden:

$$i_{Lf} = \frac{43}{20} \cdot \frac{98}{60} \cdot i_{SAPSu} \cdot \frac{i_{w1,2}}{i_{SG}} = \frac{43}{20} \cdot \frac{98}{60} \cdot \frac{113}{39} \cdot \frac{i_{w1,2}}{i_{SG}} = 8,849 \cdot \frac{i_{w1,2}}{i_{SG}}$$

$$i_{WG} \cdot \frac{22}{19} \cdot i_{ASPSu}$$

mit den veränderlichen Größen

$$i_{w1} = \frac{87}{30} = 2,900 \quad ((7) \text{ fest})$$

$$i_{w2} = \frac{69}{50} = 1,380 \quad ((8) \text{ fest})$$

$i_{SG1...4}$ gemäß Tabelle.

Damit:

Gang	$i_{Lfgro\beta}$	$i_{Lfklein}$
1	5,53	2,63
2	9,87	4,70
3	15,39	7,33
4	25,66	12,21

e) Voraussetzung für den Wendevorgang um die Hochachse sind:

- $n_{ASu} = 0$ (gegeben, wenn Antrieb (2) festgebremst)
- n_{SSu} innen positiv und außen negativ; diese Voraussetzung ist beim symmetrischen Überlagerungs-Lenkgetriebe gegeben
- verfügbare Triebbradleistung größer als Summe aus erforderlicher Roll- und Wendewiderstandsleistung
- ausreichende Griffigkeit gegeben, um die zur Überwindung des Wendewiderstandsmomentes notwendigen Kettenkräfte auf den Boden zu übertragen.

Der theoretisch kürzeste Wendevorgang wird erreicht, wenn

- die maximale Motorleistung zur Verfügung steht.
- die größte Drehzahl $|n_{SSu}|$ erzeugt wird (gegeben, wenn (8) fest).
- kein Schlupf zwischen Kette und Boden in Längsrichtung auftritt.

Die Zeit für den Wendevorgang ergibt sich aus der Überlegung:

$$t_{Wende} = \frac{\text{Wendeweg}}{v}$$

$$\text{mit } v = v_{Kette} = v_a = |v_i|$$

$$\text{Wendeweg} = \pi \cdot s$$

Die Kettengeschwindigkeit wird über die Leistungsbilanz berechnet (zu beachten:

$R < s/2$; Kapitel 2.3.4.4).

Mit Gleichung 2/95

$$P_T = v'_m \cdot F_G \cdot \left(f_R + \frac{f_w \cdot \lambda}{2} \right)$$

und

$$v'_m = v_a = |v_i| \quad (\text{vergl. Kapitel 2.3.2.2})$$

und Gleichung 2/8

$$P_T = P_e \cdot \eta_T \quad (\eta_L = 1, \text{ Lenkbremsen (6) und (8) geschlossen})$$

$$\text{hier: } P_T = P_{enenn} \cdot \eta_T$$

folgt:

$$v_a = \frac{P_{enenn} \cdot \eta_T}{F_G \cdot \left(f_R + \frac{f_w \cdot \lambda}{2} \right)} \quad \text{mit } f_w = f_{wo}, \text{ Wenden um die Hochachse}$$

$$v_a = \frac{610 \text{ kW} \cdot 0,8}{45 \cdot 10^3 \cdot 9,81 \text{ N} \cdot \left(0,04 + \frac{1,0 \cdot 4,2}{2 \cdot 2,7} \right)} \cdot \frac{10^3 \frac{\text{Nm}}{\text{s}}}{\text{kW}} = 1,35 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Die theoretisch kürzeste Zeit für den Wendevorgang beträgt damit

$$t_{Wende} = \frac{\pi \cdot s}{v_a} = \frac{\pi \cdot 2,7 \text{ m}}{1,35 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 6,3 \text{ s}$$

Kontrollrechnungen:

1. Lenkwilligkeit:

Die zum Wenden erforderlichen Kräfte müssen auf die Fahrbahn übertragen werden können.

Die Bedingung wird durch Gleichung 2/104 gegeben:

$$\mu_R \geq f_R^* + \frac{f_w \cdot \lambda}{2}$$

$$\text{mit } f_R^* = \frac{f_R}{4} = 0,01 \quad (F_{wi}/F_{wa} = 3 : 1)$$

$$f_w = f_{wo} = 1$$

$$\lambda = \frac{l_a}{s} = \frac{4,2}{2,7} = 1,56$$

$$\mu_R \geq 0,01 + \frac{1,0 \cdot 1,56}{2} = 0,79$$

Bei einer vorgegebenen Griffigkeit von 0,8 ist der Wendevorgang möglich.

2. Zusammenhang Motordrehzahl – Kettengeschwindigkeit:

Beim „Wenden um die Hochachse“ steht das Außenrad im Summierungsgetriebe still. Die Kettengeschwindigkeit wird allein durch das Sonnenrad, d.h. über den Lenktriebezweig beeinflusst. Bei überbrücktem Wandler besteht ein eindeutiger Zusammenhang zwischen Kettengeschwindigkeit und Motordrehzahl:

$$v_a = |v_i| = \pi \cdot D_T \cdot n_T$$

$$n_T = \frac{n_{mot}}{i_{ges}}$$

$$i_{ges} = i_{wf \min} = \frac{43}{20} \cdot \frac{69}{50} \cdot \frac{98}{60} \cdot i_{SAPSu} \cdot i_{SV}$$

Damit:

$$n_{mot} = \frac{v_a}{\pi \cdot D_T} \cdot \frac{43}{20} \cdot \frac{69}{50} \cdot \frac{98}{60} \cdot (i_{oS_u} + 1) \cdot i_{SV}$$

$$= \frac{1,35 \frac{m}{s}}{\pi \cdot 0,62m} \cdot \frac{43}{20} \cdot \frac{69}{50} \cdot \frac{98}{60} \cdot \left(\frac{113}{39} + 1 \right) \cdot 2,924$$

$$n_{mot} = 2297 \text{ min}^{-1} \approx 2300 \text{ min}^{-1}$$

Das Ergebnis entspricht der in der Tabelle angegebenen Motor-Nenndrehzahl.

Aufgabe 7

Das Kettenfahrzeug der Aufgabe 6 soll einen Kurvenradius von 30 Metern mit einer Geschwindigkeit von 30 km/h befahren.

Der Wendewiderstandsbeiwert beträgt für den untersuchten Fahrzustand 0,6.

Wie groß ist die erforderliche Motorleistung, wenn

- das Getriebe gemäß Aufgabe 6 vorhanden ist?
- alternativ ein Kupplungs-Brems-Lenkgetriebe entsprechend Abb. 4.28 eingebaut ist?
- ein hydrostatisches Überlagerungs-Lenkgetriebe mit einem Wirkungsgrad $\eta_{LH} = 0,8$ verwendet wird?

Lösung

a) Die erforderliche Lenkübersetzung beträgt für den Kurvenradius $R = 30$ Meter

$$i_L = \frac{R}{s/2} = \frac{30m}{1,35m} = 22,22 .$$

Die nächstkleinere feste Lenkübersetzung wurde in Aufgabe 6d) mit 15,39 (3.Gang) ermittelt.

Die erforderliche Motorleistung wird mit Gleichungen 4/30 und 4/34 berechnet:

$$P_G = F_G \cdot v_m \cdot \left(f_R + \frac{f_w \cdot \lambda}{2 \cdot i_{Lf}} \right)$$

$$P_{an} = P_e = \frac{P_G}{\eta_T}$$

$$\begin{aligned} P_e &= \frac{1}{0,8} \cdot 45 \cdot 10^3 \cdot 9,81N \cdot \frac{30 \text{ m}}{3,6 \text{ s}} \cdot \left(0,04 + \frac{0,6 \cdot 1,56}{2 \cdot 15,39} \right) \\ &= 324 \cdot 10^3 \frac{Nm}{s} = 324kW . \end{aligned}$$

b) Da das Kupplungs-Brems-Lenkgetriebe zu den asymmetrischen Lenkgetrieben gehört, dürfen die für symmetrische Getriebe abgeleiteten Beziehungen hier nicht verwendet werden.

Es gelten die im Kapitel 4.3.1 abgeleiteten Gleichungen für den Bereich der rutschen den Lenkbremse (Gleichung 4/45):

$$P_G = P_a = \frac{F_G}{2} \cdot v_m \cdot \left(f_R + \frac{f_w \cdot \lambda}{2} \right) \cdot \left(1 + \frac{1}{i_L} \right)$$

mit Gleichung 4/34:

$$\begin{aligned} P_e &= \frac{1}{0,8} \cdot \frac{45 \cdot 10^3 \cdot 9,81N}{2} \cdot \frac{30 \text{ m}}{3,6 \text{ s}} \cdot \left(0,04 + \frac{0,6 \cdot 1,56}{2} \right) \cdot \left(1 + \frac{1}{22,22} \right) \\ &= 1220,6 \cdot 10^3 \frac{Nm}{s} = 1221kW \end{aligned}$$

Die erforderliche Motorleistung steigt für den gleichen Fahrzustand, d.h. die gleiche Triebbradleistung auf 1221 kW an.

c) Bei einem stufenlosen Überlagerungs-Lenkgetriebe treten definitionsgemäß keine Lenkverluste auf. Es sind aber die zusätzlichen hydraulischen Verluste im Lenkgetriebe zu berücksichtigen. Dadurch wächst die im Lenkgetriebe aufzubringende Leistung wieder an.

Bei der vereinfachten Betrachtungsweise gilt Gleichung 2/96:

$$P_T = P_R + P_W$$

und, da definitionsgemäß $V_L = 0$ ist:

$$\begin{aligned} P_G &= P_R + \frac{1}{\eta_{LH}} \cdot P_W \\ &= F_G \cdot v_m \cdot \left(f_R + \frac{1}{\eta_{LH}} \cdot \frac{f_w \cdot \lambda}{2 \cdot i_{Lf}} \right) \end{aligned}$$

mit Gleichung 4/34:

$$\begin{aligned} P_e &= \frac{1}{0,8} \cdot 45 \cdot 10^3 \cdot 9,81N \cdot \frac{30 \text{ m}}{3,6 \text{ s}} \cdot \left(0,04 + \frac{1}{0,8} \cdot \frac{0,6 \cdot 1,56}{2 \cdot 22,22} \right) \\ &= 305 \cdot 10^3 \frac{Nm}{s} = 305kW \end{aligned}$$

Zusammenfassung:

Das Zahlenbeispiel unterstreicht die Forderung nach mehreren festen Lenkübersetzungen bei hochmotorisierten Kettenfahrzeugen. Dies lässt sich bei den beengten Raumverhältnissen nur mit Überlagerungs-Lenkgetrieben erreichen.

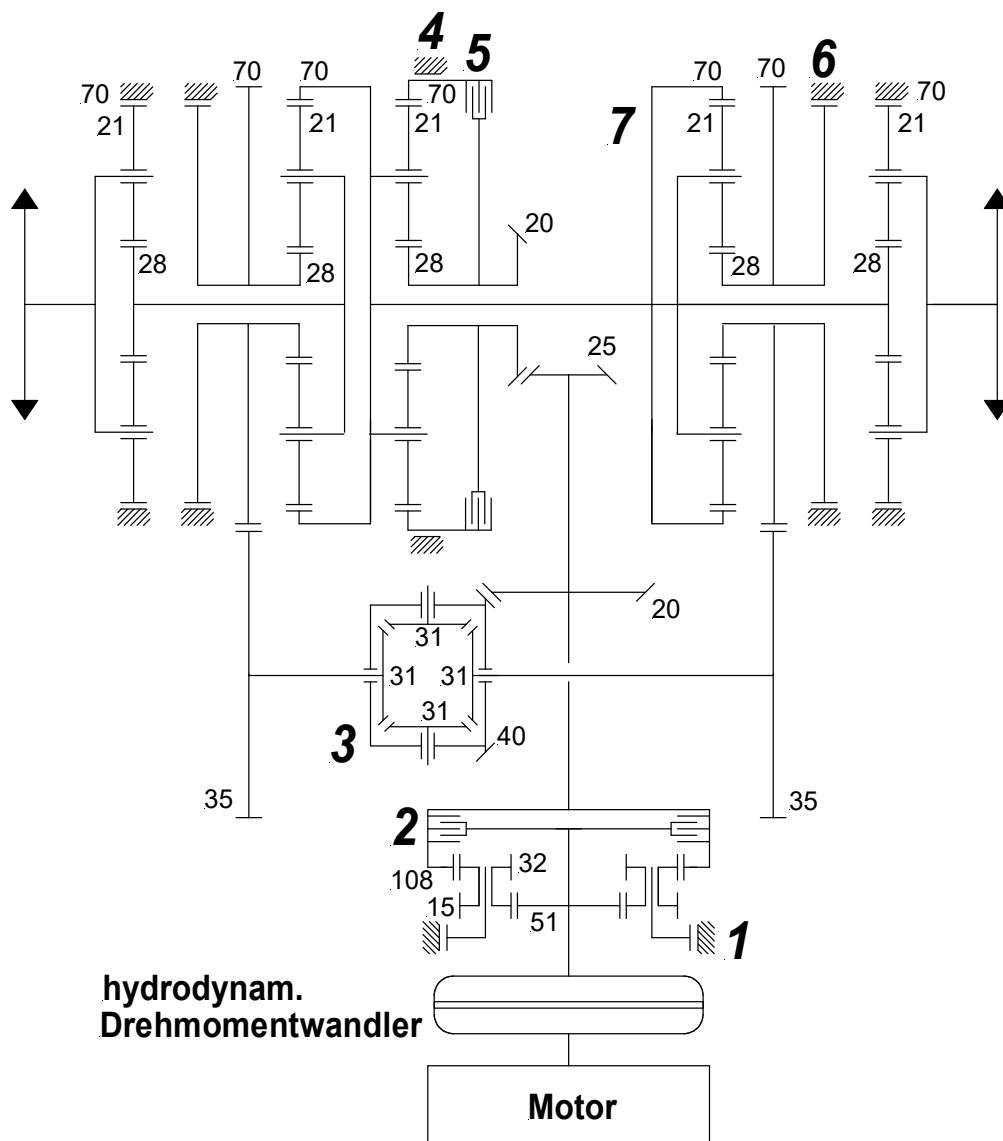
Beim Kupplungs-Brems-Lenkgetriebe wären bei sonst gleichem Fahrzustand noch 897 kW mehr an Leistung zu vernichten als beim Zweiradien-Überlagerungs-Lenkgetriebe. Dimensionierung und Kühlung der Lenkbremsen würden zu großen Problemen führen.

Die eigentlich für den untersuchten Fahrzustand erforderliche Triebbradleistung beträgt nur 225 kW (berechnet mit Gleichung 2/94).

Der Leistungsgewinn eines stufenlosen hydrostatischen Lenkorgans gegenüber dem Zweiradien-Überlagerungs-Lenkgetriebe ist im Zahlenbeispiel gering (19 kW). Dieser hängt sehr stark vom Wirkungsgrad des Hydrostaten ab, der mit wachsender zu übertragender Wendeleistung sinkt (vergl. Kapitel 4.4.2.3).

Aufgabe 8

Ein Kettenfahrzeug mit dem Gewicht, den Abmessungen und Leistungsdaten des Typs B ist mit einem Getriebe entsprechend dem nachfolgenden Schema ausgerüstet.



Schema ohne Maßstab

- a. Welcher Getriebetyp liegt vor?
- b. Welche Funktionen haben die Elemente (1) - (7)?
- c. Ist das Fahrzeug bei Geradeausfahrt kursstabil?
- d. Ist beim Rückwärts-Kurvenfahren „Gegenlenken“ (d.h. Lenkeinschlag entgegen der gewünschten Kurvenrichtung) erforderlich?
- e. Wie groß sind die festen Lenkübersetzungen?
Beurteilen Sie die berechneten Werte hinsichtlich der Beweglichkeit des Kettenfahrzeugs!
- f. Welche(s) Getriebeelement(e) muss/müssen geändert werden, damit das Fahrzeug bei sonst gleichen Daten vorwärts einen Mindestkurvenradius von 4 Metern fahren kann?
Wie groß muss/müssen die Übersetzung dieser(s) Elemente(s) werden?

Lösung

- a) Es handelt sich um ein Einraden-Überlagerungs-Lenkgetriebe mit Differenziallenkung (s. Kapitel 4.4.2.2). Das Lenkgetriebe ist als Kegelradgetriebe ausgeführt.
- b) Funktion der Bauteile:
 - (1) Bremse Rückwärtsgang im Wendegetriebe
 - (2) Kupplung Vorwärtsgang im Wendegetriebe
 - (3) Lenkgetriebe
 - (4) Bremse 1.Gang im Schaltgetriebe
 - (5) Kupplung 2.Gang im Schaltgetriebe
 - (6) Lenkbremse (beide fest: Betriebsbremse)
 - (7) Summierungsgetriebe
- c) Bei Geradeausfahrt ist das Fahrzeug nicht kursstabil: Die Sonnenräder im Summierungsgetriebe werden auch bei Geradeausfahrt vom Lenkgetriebe angetrieben. Ein selbsttätiger Drehzahlausgleich ist über das Differenzial-Lenkgetriebe möglich, z.B. wenn unterschiedliche Fahrwiderstände an beiden Ketten auftreten.
- d) Beim Schalten der Rückwärtsbewegung (Bauteil (1)) wird die Drehrichtung für Schalt- *und* Lenkgetriebezweig geändert. Analog werden am Summierungsgetriebe beide Drehrichtungen gleichsinnig verändert. Ein Gegenlenken ist daher *nicht* erforderlich.

e) Das Getriebe hat zwei Übersetzungen im Schaltgetriebe (Bauteil (4) oder (5) geschaltet) und definitionsgemäß eine feste Übersetzung im Lenktriebeteil, wenn die Lenkbremse (6) rechts oder links festgezogen wird.

Für die Berechnung der festen Lenkübersetzung gelten die in Kapitel 4.4.2.2.2.b) abgeleiteten Beziehungen:

$$i_{Lf} = \frac{i_{wf}}{i'_v} + 1 \quad \text{Gleichung 4/82}$$

mit:

$$i'_v = i_{WG} \cdot \frac{20}{25} \cdot i_{SG} \cdot i_{ASPSu} \cdot i_{SV} \quad (\text{entsprechend Gleichung 4/76})$$

und:

$$i_{wf} = i_{WG} \cdot \frac{40}{20} \cdot \frac{70}{35} \cdot i_{SAPSu} \cdot i_{SV}$$

folgt:

$$i_{Lf} = \frac{i_{WG} \cdot \frac{40}{20} \cdot \frac{70}{35} \cdot (i_{oS_u} + 1) \cdot i_{SV}}{i_{WG} \cdot \frac{20}{25} \cdot \left(\frac{i_{oS_u} + 1}{i_{oS_u}} \right) \cdot i_{SV}} \cdot \frac{1}{i_{SG}} + 1 \quad \text{mit: } i_{oS_u} = \frac{70}{28} = 2,500$$

$$i_{Lf} = 12,5 \cdot \frac{1}{i_{SG}} + 1$$

mit der veränderlichen Größe i_{SG}

$$i_{SG1} = i_{SAP} = i_o + 1 = \frac{70}{28} + 1 = 3,500$$

$$i_{SG2} = 1,000$$

Gang	i_{Lf}	$R_{\min} = i_{Lf} \cdot 1,31\text{m}$
1.	4,57	6 m
2.	13,5	17,7 m

Das Fahrzeug kann bei den gegebenen Daten nur einen Mindestkurvenradius von 6 Metern fahren (abgesehen von der prinzipiellen Möglichkeit, um die Hochachse wenden zu können). Dadurch ist die Beweglichkeit eingeschränkt, vor allem beim Fahren im öffentlichen Straßenverkehr.

f) Der geforderte Mindestkurvenradius von 4 Metern bedeutet eine kleinste feste Lenkübersetzung

$$i_{Lf} = \frac{R_{min}}{s/2} = \frac{4m}{1,31m} = 3,053$$

$$= 12,5 \cdot \frac{1}{i_{SG}} + 1 \quad (\text{abgewandelte Gleichung 4/82, s. oben})$$

Wenn alle anderen Daten gleich bleiben sollen, ist dies nur durch eine Änderung der Übersetzung des 1.Ganges im Schaltgetriebe möglich:

$$i_{SG1} = 12,5 \cdot \frac{1}{i_{Lf} - 1} = \frac{12,5}{2,053} = 6,089$$

Das Schaltgetriebe müsste konstruktiv so verändert werden, dass die Übersetzung im 1.Gang 6,089 beträgt.

Dies bedeutet einen hohen Aufwand, einen großen Stufensprung zum 2.Gang und, daraus resultierend, einen vergrößerten Bereich zwischen 4 und 17,7 Metern, der bei hoher Wendeleistung mit rutschender Lenkbremse abgedeckt werden müsste. Besser wäre daher eine Veränderung beider fester Lenkübersetzungen, z.B. durch eine konstruktive Änderung im Kegelradgetriebe am Eingang zum Schaltgetriebe.

Im vorliegenden Fall müsste diese Übersetzung von jetzt $20/25 = 0,8$ auf 1,392 geändert werden (alle anderen Übersetzungen unverändert gemäß Getriebeschema).

Dadurch wird die feste Lenkübersetzung im 2.Gang auf 8,184, der entsprechende feste Kurvenradius auf 10,7 Meter gesenkt.

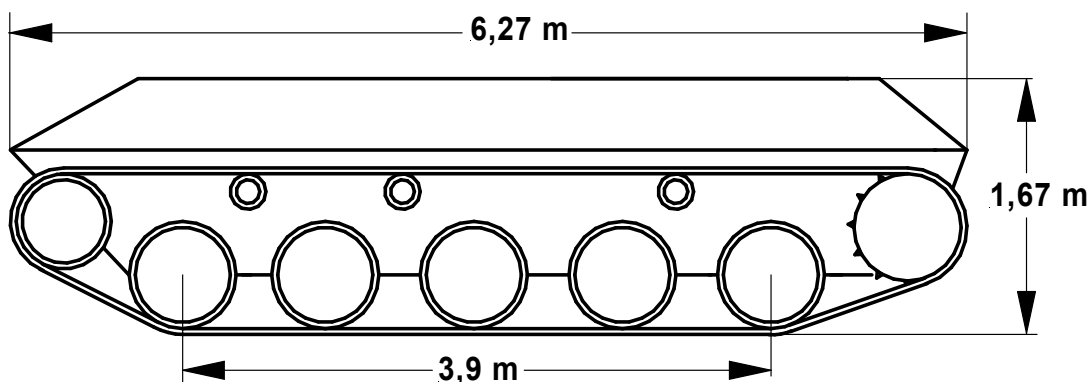
4. Beispiel zu Kapitel 5.3.1

Aufgabe 9

Für ein Fahrzeug des Typs B (vergl. die folgende Abbildung) soll das Schwingungsverhalten abgeschätzt werden. Folgende Daten sind außerdem bekannt

Laufrollenabstand	l	0,975 m.
Federsteifigkeit (je Laufrollenstation)	c	217000 N/m
Schwerpunkthöhe der gefederten Massen	h	1,2 m
Gesamtfederweg	z_{Fges}	0,4 m

- a) Es sind die Eigenfrequenz für die Hubschwingungen und die kritische Geschwindigkeit auf einer Sinusbahn (Wellenlänge 7 m, Amplitude 0,1 m) zu ermitteln.
- b) Es ist die Eigenfrequenz für die Nickschwingungen für die Betriebssituationen
- Schwerpunktlage (in der x-y-Ebene) in der Mitte der Kettenaufgelänge,
 - Schwerpunktlage (in der x-y-Ebene) 0,2 m hinter der Mitte der Kettenaufgelänge,
 - Schwerpunktlage (in der x-y-Ebene) in der Mitte der Kettenaufgelänge und einer Last von 2,5 t und 1,6 m Durchmesser und 0,5 m Höhe auf dem Wannendach; die Gesamtmasse bleibt unverändert, zu ermitteln.



Lösung:

- a) Die ungedämpfte Kreiseigenfrequenz für die Hubschwingungen wird mit der Gleichung 5/3 ermittelt:

$$\omega_{eH} = \sqrt{\frac{\Sigma c_F}{m}} .$$

Dazu wird vereinfachend das Fahrzeug als Einmassenschwinger aufgefasst.

Die ungedeferte Masse m ergibt sich aus dem Anhaltswert für die Masse des Fahrgestells eines gepanzerten Kettenfahrzeugs, das etwa 20 % der Fahrzeugmasse ausmacht. Die Ketten ihrerseits lassen sich mit gut 10 % der Fahrzeugmasse veranschlagen, wovon etwa 1/3 (das obere Kettentrum und die Umschlingungen an Triebtrad und Umlenkrolle) zu den gefederten Massen zählen. Die gefederte Masse des Fahrzeug ergibt sich demnach zu:

$$m = 29000 - (29000 \cdot 0,2 - 29000 \cdot 0,1 / 3) = 24167 \text{ kg} \approx 24170 \text{ kg} .$$

Die ungedämpfte Eigenfrequenz ist dann:

$$\omega_{eH} = \sqrt{\frac{10 \cdot 217000}{24170}} = 9,48 \text{ s}^{-1} \quad \text{und mit Gleichung 5/3a}$$

$$f_{eH} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \omega_{eH} = 1,51 \text{ Hz} .$$

Die gedämpfte Eigenfrequenz erhält man mit Gleichung 5/7

$$\omega_d = \omega_e \cdot \sqrt{1 - D^2} .$$

Dazu kann der Dämpfungsgrad mit 0,3 angenommen werden. Der liegt für Kraftfahrzeuge zwischen 0,2 bis 0,4.

Es ergibt sich:

$$\omega_d = 9,48 \cdot \sqrt{1 - 0,3^2} = 9,04 \text{ s}^{-1} \quad \text{und}$$

$$f_{deH} = \frac{9,04}{2 \cdot \pi} = 1,44 \text{ Hz} .$$

Die kritische Fahrgeschwindigkeit stellt sich bei Eigenfrequenz ein, so dass bei der angegebenen Schwingungslänge $L = 7 \text{ m}$ mit

$$\omega_{eH} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{v_{krit}}{L}$$

$$v_{krit} = \frac{\omega_{eH}}{2 \cdot \pi} \cdot L = \frac{9,48}{2 \cdot \pi} \cdot 7 = 10,56 \text{ m/s} \hat{=} 38,02 \text{ km/h}$$

bzw. mit

$$\omega_{deH} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{v_{krit}}{L}$$

$$v_{krit} = \frac{\omega_{deH}}{2 \cdot \pi} \cdot L = \frac{9,04}{2 \cdot \pi} \cdot 7 = 10,07 \text{ m/s} \hat{=} 36,3 \text{ km/h}$$

gefahren wird.

b1) Die Nickeigenfrequenz wird mit der Gleichung 5/5

$$\omega_{eN} = \sqrt{\frac{\sum(I_i^2 \cdot c_F)}{J_y}} \quad \text{und Gleichung 5/5a}$$

$$f_{eN} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{\sum(I_i^2 \cdot c_F)}{J_y}} \quad \text{berechnet.}$$

Dazu ist zunächst das Trägheitsmoment J_y zu ermitteln, was die Kenntnis der Lage des Nickzentrums erforderlich macht. Für die Entfernung des Nickzentrums vom Schwerpunkt der gefederten Massen (Aufbau, Wanne) greift man zum einen auf Gleichung 5/10

$$x_N = \frac{l_h \cdot c_{Fh} - l_v \cdot c_{Fv}}{c_{Fv} + c_{Fh}} \quad \text{und zum anderen auf die Gleichung 5/11}$$

$$z_N = \frac{l_v^2 \cdot c_{Fv} - l_h^2 \cdot c_{Fh}}{l_v \cdot c_{Fv} - l_h \cdot c_{Fh}} \cdot 2 \cdot \tan \theta \quad \text{zurück.}$$

Die Abstand l_v ergibt sich aus der Betrachtung

$$4 \cdot c_F \cdot l_v = 2 \cdot c_F \cdot l_1 + 2 \cdot c_F \cdot l_2$$

$$l_v = \frac{l_1 + l_2}{2} = \frac{2 \cdot 0,975 + 0,975}{2} = 1,4625 \text{ m} .$$

Mit der Lage des Schwerpunktes in Längsrichtung bei $l_a/2$ gilt

$$l_v = l_h .$$

Damit und weil alle Federn die gleiche Federsteifigkeit besitzen, ergibt sich aus Gleichung 5/10

$$x_N = 0 .$$

In Gleichung 5/11 wird der Nickwinkel θ benötigt. Wird der Gesamtfederweg ausgenutzt, kann er mit

$$\tan \theta = \frac{z_{Fges}}{l_a} = \frac{0,4}{3,9} = 0,103 \quad \text{entsprechend} \quad \theta = 5,86^\circ \quad \text{ermittelt werden.}$$

Man erhält für den vertikalen Abstand Nickzentrum Aufbauswerpunkt

$$z_N = \frac{l_v^2 \cdot c_{Fv} - l_h^2 \cdot c_{Fh}}{l_v \cdot c_{Fv} - l_h \cdot c_{Fh}} \cdot 2 \cdot \tan \theta = \frac{l_v^2 - l_h^2}{l_v - l_h} \cdot 2 \cdot \tan \theta = (l_v + l_h) \cdot 2 \cdot \tan \theta$$

$$z_N = (1,4625 + 1,4625) \cdot 2 \cdot \tan 5,86^\circ = 0,6 \text{ m} \text{ (in etwa Höhe Schwingarmlager).}$$

Das Trägheitsmoment errechnet sich nach Gleichung 5/8 und dem Verschiebungssatz nach Steiner, mit dem flächengleichen Rechteck zu der Abbildung oben mit den Kantenlängen $a = 5,9 \text{ m}$ und $b = 1,25 \text{ m}$ von $7,4 \text{ m}^2$ zu

$$J_y = m \cdot \frac{a^2 + b^2}{12} + m \cdot z_N^2 = 24170 \cdot \frac{5,9^2 + 1,25^2}{12} + 24170 \cdot 0,6^2$$

$$J_y = 81961,5 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 .$$

So kann die Nickeigenfrequenz ermittelt werden mit

$$\omega_{eN} = \sqrt{\frac{2 \cdot c_F \cdot (I_1^2 + I_2^2 + I_2^2 + I_1^2)}{J_y}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 217000 \cdot 2 \cdot ((2 \cdot 0,975)^2 + 0,975^2)}{81961,5}} = 7,1 \text{ s}^{-1}$$

$$f_{eN} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \omega_{eN} = 1,129 \text{ Hz} .$$

Der Wert ist relativ hoch und lässt auf eine ungünstige Fahrzeugkonfiguration schließen.

b2) Durch die Verlagerung des Schwerpunktes müssen die Abstände zum Nickzentrum und das Trägheitsmoment erneut berechnet werden. Dazu werden zunächst die Abstände der Laufrollenstationen zum Schwerpunkt ermittelt:

$$l_1 = 2 \cdot 0,975 + 0,2 = 2,15 \text{ m}$$

$$l_2 = 0,975 + 0,2 = 1,175 \text{ m}$$

$$l_3 = 0,2 \text{ m}$$

$$l_4 = 0,975 - 0,2 = 0,775 \text{ m}$$

$$l_5 = 2 \cdot 0,975 - 0,2 = 1,75 \text{ m}$$

daraus

$$l_v \cdot 6 \cdot c_F = 2 \cdot c_F \cdot 2,15 + 2 \cdot c_F \cdot 1,175 + 2 \cdot c_F \cdot 0,2$$

$$l_v = 1,175 \text{ m}$$

und

$$l_h \cdot 4 \cdot c_F = 2 \cdot c_F \cdot 0,775 + 2 \cdot c_F \cdot 1,75$$

$$l_h = 1,2625 \text{ m} .$$

Für den horizontalen Abstand Nickzentrum - Aufbauschwerpunkt erhält man dann mit Gleichung 5/10

$$x_N = \frac{I_h \cdot 4 \cdot c_F - I_v \cdot 6 \cdot c_F}{10 \cdot c_F} = \frac{1,2625 \cdot 4 - 1,175 \cdot 6}{10} = -0,2 \text{ m}$$

und für den vertikalen Abstand mit Gleichung 5/11

$$\begin{aligned} z_N &= \frac{I_v^2 \cdot 6 \cdot c_F - I_h^2 \cdot 4 \cdot c_F}{I_v \cdot 6 \cdot c_F - I_h \cdot 4 \cdot c_F} \cdot 2 \cdot \tan \theta = \frac{I_v^2 \cdot 3 - I_h^2 \cdot 2}{I_v \cdot 3 - I_h \cdot 2} \cdot 2 \cdot \tan \theta \\ &= \frac{1,175^2 \cdot 3 - 1,2625^2 \cdot 2}{1,175 \cdot 3 - 1,2625 \cdot 2} \cdot 2 \cdot \tan 5,86^\circ = 0,196 \text{ m} \end{aligned}$$

Das Trägheitsmoment mit Gleichung 5/8 mit den geänderten Kantenlängen des flächengleichen Rechtecks $a = 5,69$ und $B = 1,3$ m und der Verschiebung nach Steiner ergibt sich zu

$$\begin{aligned} J_y &= m \cdot \frac{a^2 + b^2}{12} + m \cdot x_N^2 + m \cdot z_N^2 \\ &= 24170 \cdot \frac{5,69^2 + 1,3^2}{12} + 24170 \cdot (-0,2)^2 + 24170 \cdot 0,19^2 = 70510 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \end{aligned}$$

und die Nickeigenfrequenz mit den Gleichungen 5/5 und 5/5a

$$\begin{aligned} \omega_{eN} &= \sqrt{\frac{2 \cdot c_F \cdot (I_1^2 + I_2^2 + I_3^2 + I_4^2 + I_5^2)}{J_y}} \\ &= \sqrt{\frac{2 \cdot 217000 \cdot (2,15^2 + 1,175^2 + 0,2^2 + 0,775^2 + 1,75^2)}{70510}} = 7,73 \text{ s}^{-1} \end{aligned}$$

$$f_{eN} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \omega_{eN} = 1,23 \text{ Hz} .$$

Die Nickeigenfrequenz wird durch die Schwerpunktverlagerung nach hinten und damit nochmals nach hinten verlagertem Nickzentrum größer, d.h. man entfernt sich von dem Ziel einer möglichst geringen Eigenfrequenz. Die Hubeigenfrequenz wird von der Schwerpunktverlagerung nicht beeinflusst.

b3) Durch die Last auf dem Wannendach verändern sich die Höhe des Aufbauschwerpunktes, die vertikale Lage des Nickzentrums und das Trägheitsmoment.

Die veränderte Schwerpunkthöhe ergibt sich aus der Momentenbeziehung

$$\begin{aligned} m \cdot h &= (m - m_{\text{Last}}) \cdot 1,2 + m_{\text{Last}} \cdot (1,2 + 0,5 / 2) \\ 24170 \cdot h &= (24170 - 2500) \cdot 1,2 + 2500 \cdot (1,2 + 0,5 / 2) \\ h &= 1,23 \text{ m} . \end{aligned}$$

Der Schwerpunkt liegt um 3 cm entsprechend 2,4 % höher.

In der seitlichen Ansicht erhält man für die Last ein Rechteck von

$$A = 1,6 \cdot 0,5 = 0,8 \text{ m}^2,$$

so dass sich für die Bestimmung des Trägheitsmomentes ein flächengleiches Gesamtrechteck von $8,2 \text{ m}^2$ mit den Kantenlängen $a = 5,9 \text{ m}$ und $b = 1,39 \text{ m}$ ergibt.

Da der Schwerpunkt hier - wie bei Aufgabe b1) - in Längsrichtung wieder bei der halben Kettenauflagelänge liegt, gelten für den horizontalen Abstand Aufbauschwerpunkt - Nickzentrum

$$x_N = 0,$$

und

$$I_v = I_h = 1,4625 \text{ m},$$

sowie für den vertikalen Abstand zum jetzt höheren Schwerpunkt

$$z_N = 0,6 \text{ m}.$$

Mit Gleichung 5/8 errechnet sich dann das Trägheitsmoment zu

$$\begin{aligned} J_y &= m \cdot \frac{a^2 + b^2}{12} + m \cdot z_N^2 \\ &= 24170 \cdot \frac{5,9^2 + 1,39^2}{12} + 24170 \cdot 0,6^2 = 82705,9 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \end{aligned}$$

und mit den Gleichungen 5/5 und 5/5a die Nickeigenfrequenz

$$\omega_{eN} = \sqrt{\frac{2 \cdot c_F \cdot (I_1^2 + I_2^2 + I_2^2 + I_1^2)}{J_y}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 217000 \cdot 2 \cdot ((2 \cdot 0,975)^2 + 0,975^2)}{82705,9}} = 7,06 \text{ s}^{-1}$$

$$f_{eN} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \omega_{eN} = 1,124 \text{ Hz}.$$

Die Nickeigenfrequenz hat sich durch die Gewichtsverteilung mit einem um 2,4 % höherem Schwerpunkt und damit entsprechend höherem Nickzentrum geringfügig verringert. Die Hubeigenfrequenz wird von dieser Schwerpunktverlagerung nicht beeinflusst.

Literaturverzeichnis

1. *Binowitsch, J. E., Grusdjew, N.J.; Iwanow, P.J.; Prokofiew, A.A.:* Panzerkampfwagenlehre. Vom 0.0.44
2. *Braess, H.-H. und Seiffert, U.:* Handbuch der Kraftfahrzeugtechnik. Vieweg Verlag
3. *Buschmann, E.:* Über die Bogenfahrt des Gleiskettenfahrzeugs. Dissertation, Linz 1969
4. *Buschmann/Koessler:* Handbuch der Kraftfahrzeugtechnik. Wilhelm Heyne Verlag 1976
5. *Büttner, Stölzle, Franke:* Untersuchungen und Vorüberlegungen über die für Panzerkampfwagen in Frage kommenden Wechsel- und Lenkgetriebe. Fa. Renk AG, Augsburg
6. *Dienstvorschrift der NVA A 051/1/130:* Panzer T72, T72M und T72M1 Beschreibung. Ministerrat der DDR, Ministerium für Nationale Verteidigung
7. *Ehlert, W.:* Prüfstandssimulation der Fahrwiderstände von Gleiskettenfahrzeugen, insbesondere bei Kurvenfahrt. Dissertation, Universität der Bundeswehr Hamburg (Helmut-Schmidt-Universität) 1991
8. *Eysenbach, I.:* Rechenmodell Laufwerk; Leistungsbedarf bei Kurvenfahrt; Einfluss des Lenkverhältnisses. IABG-Bericht TF Nr. 579, Ottobrunn 1976
9. *Fassbender, F. und Pott, St.:* Neue Erkenntnisse zum Wendewiderstand von Gleiskettenfahrzeugen. IKK, Universität der Bundeswehr Hamburg (Helmut-Schmidt-Universität)
10. *Hackbarth, E.-M. und Merhof, W.:* Verbrennungsmotoren. Vieweg Verlag
11. *Hausenblas, H.:* Probleme des Kettenspanners bei frontgetriebenen Gleiskettenfahrzeugen. Wehrtechnik 3/1972
12. *Hilmes, R.:* Kampfpanzer heute und morgen. Motorbuch Verlag
13. *Hock, J.:* Beitrag zur Ermittlung des Wirkungsgrades einfacher und gekoppelter Umlaufgetriebe. Fortschritt-Berichte VDI-Zeitschrift, Reihe 1, Nr. 3, September 1965, VDI-Verlag, Düsseldorf
14. *Hock, J.:* Lenkgetriebe für Kettenfahrzeuge. Fa. Zahnradfabrik Friedrichshafen AG
15. *Hock, J.:* Vergleichende Untersuchung über die Leistungsverluste und Wirkungsgrade in Lenkgetrieben für Kettenfahrzeuge. ATZ Jahrgang 63, 1961 Heft 4, 5, 8, 12

16. *Holbach, W.:* Untersuchung der Berechnung von Laufwerkswiderständen an Kettenfahrzeugen. Diplomarbeit an der Fachhochschule des Heeres Darmstadt (staatl. anerkannt) 30.10.1976
17. *Icken, Th.:* Lenkgetriebe in gepanzerten Kettenfahrzeugen. Soldat und Technik 1/1968
18. *Johannis, E.:* Lenkverhältnis und Einsinktiefen als Kriterium für die Lenkwilligkeit der Kettenfahrzeuge. ATZ Jahrgang 66, 1958 Heft 5
19. *Kauer, H.:* Ein neuartiges Federsystem für geländegängige Nutzfahrzeuge. Automobil-Industrie 4/1979
20. *Koeßler, P. und Glaubitz, H.:* Zum Wendevorgang bei Gleiskettenfahrwerken. ATZ Jahrgang 53, 1951 Heft 8
21. *Löhr, R. W.:* Ergonomie. Vogel-Verlag, Würzburg
22. *Looman, J.:* Zahnradgetriebe. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York
23. *Lwow:* Theorie des Schleppers. VEB-Verlag Technik, Berlin 1954
24. *Mehl, W.:* Abschätzung einiger Einflussgrößen auf das dynamische Fahrverhalten von Kettenfahrzeugen. Bundesakademie für Wehrverwaltung und Wehrtechnik, Mannheim 12.02.1970
25. *Fa. MTU:* Vergleichsuntersuchung Gasturbine-Dieselmotor als Panzerantrieb im Leistungsbereich 1000 - 3000 PS. MTU München GmbH und Friedrichshafen GmbH
26. *Nink, E.:* Untersuchung und Möglichkeiten der Berechnung der Fahrwiderstände von Kettenfahrzeugen. Diplomarbeit an der Fachhochschule des Heeres Darmstadt (staatl. anerkannt) 26.02.1976
27. *Ogorkiewicz, R. M.:* Neue amerikanische Panzergetriebe. Internationale Wehrrevue 3/1978
28. *Ogorkiewicz, R. M.:* Technologie der Panzer I und III. Verlag Herold, Wien
29. *Fa. IABG:* Rechenmodell für Schwingungen von Fahrzeugen mit Schaltspeicherfedern. Fa. IABG, Ottobrunn
30. *Schlör, K.:* Konstruktive Merkmale moderner Gleis-Ketten. Fa. WIRA GmbH, Hannover 1959
31. *Schmidt, J. W. und Hadley, G. L.:* Das neue X1100 Automatikgetriebe für den XM 1. SAE-Kongress in Detroit Nr. 770 339 vom 28.02. – 04.03.1977
32. *Schnell, E.:* Die Gasturbine als Antriebsaggregat für Rad- und Kettenfahrzeuge. Fa. Klöckner-Humboldt-Deutz AG, Oberursel
33. *Schreier, F.:* Kampfpanzer der Gegenwart, Teil 3: Beweglichkeit. Internationale Wehrrevue 1972

34. *Schulmeister, R.*: Motoren für gepanzerte Kettenfahrzeuge auf dem Prüfstand und in der Erprobung. MTU Friedrichshafen GmbH
35. *Spielberger, W.*: Panzerkampfwagen I und II, Panzerkampfwagen III und seine Abarten, Panzerkampfwagen Panther und seine Abarten, Panzerkampfwagen Tiger und seine Abarten, Von der Zugmaschine zum Leopard 2. Motor-Buch-Verlag, Stuttgart
36. *von Freymann, J.*: Der Einfluss des Laufwerks auf die Beweglichkeit. Bericht über die 43. Arbeitstagung-Wehrtechnik, Waffensystem Kampfpanzer, Teil II
37. *von Freymann, J. und Körner, O.*: Gleisketten gepanzerter Fahrzeuge. Verlag Schabak
38. *Wüst, H. und Icken, Th.*: Kraftfahrzeugtechnik des Kampfpanzers. Fa. Krauss-Maffei Information Nr. P 29, 1977; Soldat und Technik 7, 8, 10, 11, 12/1976 und 3/1977
39. *ZDv 43/8*: Kraftfahrzeugkunde – Kettenfahrzeuge. Bundesminister der Verteidigung, April 1967
40. *Fa. ZF*: ZF-Einheits-Getriebe 4 HP 3000, Baukastensystem, Beschreibung, Bedienung und Wartungsanleitung. Fa. Zahnradfabrik Friedrichshafen AG
41. *Fa. ZF*: ZF-Lastschalt- und Automatgetriebe für künftige Kettenkraftfahrzeuge nach dem Baukastensystem, TE-Nr. 111 4087 020. Fa. Zahnradfabrik Friedrichshafen AG
42. *Zeitschriften*:
Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ). Vieweg Verlag
Motortechnische Zeitschrift (MTZ). Vieweg Verlag
Soldat und Technik/ Strategie und Technik. Report Verlag
Internationale Wehrrevue
VDI nachrichten
43. www.diebrennstoffzelle.de, 02.06.2014
44. *Leitfaden* für die Entwicklung gepanzerter Fahrzeuge. BMVg
45. *Symposien, Fachvorträge* (Panzerkolloquium Helmut-Schmidt-Universität Hamburg, Wehrtechnisches Symposium BakWWT Mannheim)
46. Ferner wurden Informationen verarbeitet, die die Autoren bei Besprechungen in Ämtern und bei den betreffenden Industriefirmen erhalten haben sowie aus www.wikipedia.de einbezogen.

Sachwortverzeichnis

A

Abgasenergie 119, 121, 123, 136, 149
 Abgasturbo- 114, 117, 119 ff., 125, 127, 128, 137
 Druckwellenaufladung 125 f.
 Mechanische 117 f.
 Stufen- 121, 124
 Abgekoppeltes Laufwerk (ALw) 419
 Achsschenkelenkung 52
 Akkumulator (Akku) 113, 141, 152, 161 ff., 167 ff., 173 ff., 181, 361, 364
 Aktor (Aktuator) 181, 193ff., 467, 468
 Anfahrwandlung 198, 199, 201, 355
 Anforderungen
 an Laufwerke 30, 368 f., 373, 385, 396, 403f., 410 ff.
 an Lenkgetriebe 208, 235, 252, 339
 Anhängelast (-widerstand) 39, 43, 66
 Anlauffläche, -flanke 33ff., 385 f., 389, 399
 Ansprechverhalten 116, 128, 253, 341, 344, 351, 352, 422, 427 ff., 434, 440, 444, 458
 Antrieb 27, 29 ff., 34 ff., 91, 107 ff., 183 ff., 213, 218, 379, 394 f.
 alternativer 107, 150 ff., 172 ff.
 elektrischer 121, 124, 141, 150 ff., 172 ff., 181 f., 205, 359 ff.
 APS (Auxiliary Power System) 363 f.
 APU (Auxiliary Power Unit), Hilfsmotor 113, 114, 116, 129, 136
 Arbeitsaufnahmevermögen 423 ff., 432, 434, 452, 453, 459, 460, 463
 Asynchronmotor 154 f., 156, 157, 159

Aufklettern 382, 384
 Aufladung 114, 116 ff., 127, 128, 190, 401
 Aufsetzer 380, 411, 426, 435, 453
 Ausfedern 425, 434, 452
 Ausfederweg 426
 Ausgleichselement, -organ (vergl. Differenzial) 210, 226 ff., 238, 252 ff., 271, 281, 284, 287
 Ausspuren (siehe Entgleisen)
 Autogas (siehe Flüssiggas)
 Axialkolbenbauweise, -motor, -pumpe 199 f., 325 ff., 349, 356

B

Bandkette 392, 403 ff., 408
 Bauaufwand 125, 179, 190, 222, 240, 250, 282, 326. 344, 357, 380
 Bauraum (-volumen, Raumbedarf) 108, 112, 114, 115 ff., 129, 130 ff., 151 ff., 162 ff., 174, 176, 179, 180, 182, 183, 185, 186, 191, 196, 198, 203, 225, 240, 250, 319, 329, 350, 351, 357, 361, 429, 431, 433, 436, 440, 441, 454, 468
 Bedienbarkeit 141 ff., 159, 174, 184, 185, 191, 193, 194, 197, 207, 208, 225, 253, 271, 273, 359
 Beiwert
 Gleit- 184
 Haft- 184
 Luftwiderstands- (Aerodynamischer) 41, 45
 Kraftschluss- 7
 Reib- 7 ff., 32, 35, 37, 72, 184

- Rollwiderstands- 39, 43 ff., 65, 77, 80, 97, 98, 214
- Wendewiderstands- 62, 65, 72 ff., 80, 86, 89, 94, 99, 223, 231
- Belastung 1, 11, 99, 108, 113, 134, 152, 162, 176, 183 ff., 215, 218, 222, 236, 286, 326, 329, 330, 361 ff., 367, 373, 376, 385, 387, 388, 416, 419, 421 ff., 446 ff., 456, 464
- Beschleunigungs- 376, 410, 418, 420 ff.
- Ketten- 34, 53, 68, 76, 82, 87, 90, 91, 390, 392 ff.
- Schwingungs- 27, 112, 159, 373, 410, 420 ff.
- Stoß- 367, 373, 377, 379, 382, 423, 427 ff.
- Umwelt- 139, 140
- Wärme- 126, 152, 160, 235, 254, 267, 350
- Benzin, Ottokraftstoff 112, 115, 138, 141 ff., 145 ff., 148, 149, 167, 168
- Beschleunigung 50, 86, 92, 125, 137, 310, 331, 352, 373, 376, 380, 395, 418, 432
- Längs- 1, 2, 5, 42, 46, 108, 119, 120, 121, 161, 190, 199, 259, 272, 273, 405, 420, 435
- Quer- 2, 66, 98, 467
- vertikale 380, 395, 408, 410, 411, 419, 420 ff., 432, 463, 467
- Beschleunigungswiderstand 39, 42, 43, 92
- Betriebsbremsanlage (BBA) 138, 347, 349
- Beweglichkeit 1 f., 5, 50, 51, 121, 186, 221, 223, 234, 235, 252, 271, 299, 318, 321, 368 ff., 416, 442, 463, 469
- Biokraftstoff 143, 144, 145 ff.
- Biomasse 140, 143, 145 ff., 148
- Blei 163, 164
- Bodenart 5 ff., 38, 52, 66, 72, 80, 88, 360
- Bodendruck 5, 6, 12 ff., 40, 41, 67, 79, 94 ff., 376, 392, 401, 441, 460
- spezifischer 2, 3, 12 f., 17, 18, 369 f.
- effektiver 13 f., 18, 40, 53, 74
- mittlerer maximaler (MMD, MMP) 16 ff.
- Bodenfreiheit 2 f., 372, 373, 389, 422, 423, 458, 461
- Bodenreibung 8, 10, 19, 39, 72
- Bodentragfähigkeit 5, 12 ff.
- Booster 174, 176, 357, 363
- Bordnetz 182
- Bremse(n) (siehe auch Lenkbremse) 2, 6, 152, 178, 185, 211, 213, 230, 238, 240, 242, 250, 253, 254, 267, 332, 337, 347, 360, 361, 364, 377, 382, 402, 425, 434, 435
- Band- 192, 195, 230
- hydraulische-, Strömungs- 340, 341, 347
- Lamellen- 192, 195
- Reibungs- 152, 364
- Scheiben- 230, 259, 279, 280
- Stabilisierungs- 352, 356
- Stütz- 246 ff., 278, 279, 281, 284
- Bremsenergie 152
- Brennstoffzelle 114, 148, 161, 166 ff., 179, 361

Bugwiderstand 39 ff., 43, 50, 88

C

Cetanzahl 144

Cletrac-Lenkgetriebe 257 ff., 336

CO, CO₂ 116, 137, 142 ff., 166, 168

Common-Rail 115

Compressed Natural Gas (CNG) 141 f.

Comprex 125

CVT (Continuously Variable
Transmission) 202

D

Dämpfer 38, 44, 384, 417, 427 ff.,
432 ff., 451, 453 ff., 457, 462, 464 ff.

Drehflügel- 436, 438, 465

elektorrheologischer 441

hydraulischer 433 ff., 435, 436 ff.,
466, 468

Lamellen- 439, 453

magnetorheologischer 417, 440

Reibungs- 433, 434, 438, 439 f.

Rotations- 387, 438, 439 f., 465

Teleskop- 387, 436 ff., 442, 445

Dämpferabstimmung 422, 425, 451

Dämpferkennlinie 387, 434, 461

Dämpferregelung 467, 468

Dämpfung 14, 44, 50, 367, 405, 410,
412, 416, 417, 419, 422, 430, 432 ff.,
442, 445, 452, 456, 457, 464 ff.

Sky-Hook- 466, 467

Dämpfungsarbeit (-energie, wärme) 44,
432, 440, 462

Dämpfungsfaktor, -konstante 27, 47,
412, 433, 434, 467

Dämpfungsgrad, maß 412

Dämpfungskraft, Dämpfer- 387, 432,
434, 435

Dämpfer-/ungssystem 47, 373, 410,
416, 425, 462, 464

Designer-Kraftstoff 144, 147

Diesekraftstoff 115, 142 ff., 162

Dieselmotor (siehe Motor)

Differenzial, Ausgleichsgetriebe 191,
224, 226, 227 f., 252 ff., 271, 274,
281, 286, 290, 314

Differenziallenkung (-getriebe, Aus-
gleichs-) 226 ff., 235, 236, 252 ff.,
286, 287, 288, 289, 292, 296, 297,
298, 303, 305, 314, 315, 332, 337,
365

Direkteinspritzung 114, 115, 124, 147

DME (Dimethylether) 140, 144 f., 148

Doppelkupplungsgetriebe 195 f.

Downsizing 114, 115, 123

Drehmoment 20, 67, 79, 80, 108 ff.,
112 ff., 116 ff., 126, 130 ff., 151 ff.,
183 ff., 215, 232, 243, 244, 248, 250,
255, 268, 294, 314, 334, 343, 347,
355, 365, 402

Drehmomentkennlinie 111, 118, 119,
120, 124, 126, 130, 131, 136, 151 ff.,
187, 188, 198, 200, 205, 340

Drehmomentwandler 112, 114, 159,
183, 186 ff., 214 ff., 217, 215, 315,
334
gestufter 188 ff.

hydrodynamischer 186, 190, 191,
192, 194, 195, 197 ff., 211, 215,
217, 225, 271, 272, 273, 281, 289,
294, 302, 303, 305, 307 ff., 322,
330 ff.

- hydrostatischer 196, 199 ff., 203, 205,
 208, 320, 322, 333, 336 f.
 stufenloser 196 ff., 318 ff.
 Drehrichtungsumkehr 60, 67, 152, 274,
 283, 284, 309, 325, 331, 334, 337, 346
 Drehschemellenkung 51
 Drehzahl 42, 57, 135, 136, 137, 165,
 181, 183 ff., 391, 393
 Abtriebs- 201, 274, 275, 310, 319,
 327, 356
 Motor- 42, 108, 111, 112 ff., 116 ff.,
 127, 153 ff., 183 ff., 211, 272, 273,
 299, 310, 331, 332, 337, 340, 341,
 346, 349, 355, 357, 416
 Nenn- 122, 125, 127, 135, 331
 -Plan 191
 Triebrad- 42, 54, 57, 90, 104, 105,
 273, 275, 278
 -überlagerung 206, 209, 259, 269 ff.,
 Vorwärts- 269, 273, 274, 304, 319
 -wandler (siehe auch Kupplung) 183,
 184 ff., 195, 197
 Wende- 209, 211, 269, 274, 291, 304,
 319
 Druckspeicher 144, 148, 383
 Druckstufe 129, 436, 437
- E**
- Eigendämpfung 444, 466
 Eigenfrequenz 411 ff., 422, 425, 426,
 433 ff., 450, 468
 Eigenwandlungsfähigkeit 79, 112, 183,
 189, 190
 Einfedern 99, 371, 372, 382, 395, 415,
 422 ff., 432 ff., 442, 447, 452
 457, 466, 467
 Einfedergeschwindigkeit 433, 434, 461,
 462
 Einfederweg 387, 422 ff., 434, 439,
 440, 446, 449
 Einmassenschwingungsmodell 411,
 432
 Einspritzung 114, 115, 120, 124, 145,
 147
 Einspurmodell 412
 Einzelhindernis 385, 392, 421
 Einzel(rad)aufhängung 375, 429, 442,
 444
 Elastizität 27, 28, 30, 51, 56, 90, 111,
 124, 125, 190, 378, 380, 388, 417,
 448
 Elektroantrieb (elektrischer -) 107, 121,
 124, 141, 151 ff., 161 ff., 172 ff.,
 181 f., 205, 230, 360 ff.
 Elektromagnetische Verträglichkeit
 (EMV) 159, 181
 Emissionen, Ausstoß 108, 115 ff., 137,
 139 ff., 151, 173ff., 187 f., 207, 363
 Endanschlag 387, 430, 434, 442, 445
 Hydraulischer (HEA) 452 f., 464
 Endloskette (siehe Band-)
 Endverbinder (siehe Verbinder)
 Energie 44, 118, 119, 121, 123, 128,
 140, 148, 149, 150, 151, 152, 161 ff.,
 173, 177, 179, 182, 338, 349, 360,
 361, 364, 391, 399, 423, 432, 435,
 451, 465, 467
 Regenerative 142, 148, 170
 Energieaufnahmevermögen (siehe
 Arbeitsaufnahmevermögen)
 Energiedichte 114, 116, 147, 161 ff.,
 361

- Energiespeicher, -speicherung 139,
149, 154, 161 ff., 361
- Entgleisen 23, 51, 368, 376, 387, 390
- Erdgas 140, 141 ff., 150,
- Erregung 152, 155, 156
- Ethanol 145 f.,
- Euro-Power-Pack 320, 350
- Exaktes Lenken 224 f., 238, 271, 281,
289, 310, 315, 331, 341, 342, 344,
346
- F**
- Fahrbahn 5ff., 19, 20, 27, 38, 39 ff., 54,
56, 67 f., 70, 74 ff., 77, 80, 86, 88, 89,
93 ff., 104, 105, 188, 225, 318, 367,
370 ff., 392ff., 410 ff., 422, 442, 464
- Fahrbereich 3, 108, 113, 133
- Fahrersitz 421
- (Fahr)geschwindigkeit 1, 5, 7, 8, 11, 15,
20, 23, 37, 38, 40, 41, 42, 43 ff.,
50 ff., 108, 110, 187, 189, 190, 197,
202, 208 f., 211, 215, 222 ff., 254,
255, 266, 268, 273, 294, 299, 302,
303, 312, 313, 316, 317, 318, 324,
325, 330, 331, 332, 335, 337, 338,
346, 347, 349, 365, 366, 367, 373,
375, 385, 387, 393, 394, 403, 406,
410, 414, 426, 433, 435, 439, 442,
452, 465, 467
- Fahrwerkregelsystem (siehe Laufwerk-
regelsystem)
- Fahrwiderstand (siehe auch Wendewi-
derstand) 5, 31 ff., 110, 152, 183,
187, 188, 190, 218, 222, 224 f., 235,
238, 246, 253, 254, 284, 287, 302,
315, 316, 334, 342, 347, 356, 359,
360, 361
- Äußerer 20, 29, 39 ff., 43, 77, 213
- Innerer (siehe Laufwerkswiderstand)
- Fahrzeugbreite (Wannen-) 79, 370
- Fahrzeuglänge 413
- Fahrzeugmodell (vergl. auch
Wendemodell) 50 ff., 81 ff.
- Fahrzustand 27, 48, 80, 109, 215, 218,
220, 232, 233, 238, 246, 247, 263,
271, 273, 284, 288, 294, 298, 302,
310, 352, 410, 434
- überkritischer 422, 423, 435
- Feder(ung) 14, 15, 38, 44, 47, 50, 184,
367, 368, 371, 372, 373, 375, 376,
382, 384, 387, 389, 391, 394, 395,
410 ff., 422ff., 441 ff.
- Blatt- 408, 427
- Drehrohr- 449
- Gas- (Luft-) 431 f., 453 ff.
- Gummi- 430 f., 441, 442, 443, 445,
451
- Haarnadel- 449
- Hydrop- 453 ff.
- Kegelstumpf- 451 f.
- Rückstell- 346
- Schalt Speicher- 465 f.
- Schrauben- 375, 427 f., 441f.
- Stahl- 426 ff.
- Teller- 429 f., 440, 441, 444 f.
- Torsions- (Drehstab-) 375, 387, 418,
419, 428 f., 438, 441, 445 ff., 462 f.,
464 f.

- Federkennlinie, -kennung 422 ff.,
442 ff.
- Federkonstante, -steifigkeit, -rate
412f., 422 ff., 442 ff.
- Federkraft 414, 422 ff.
- Federvorspannung 86, 383, 459, 461
- Federweg 30, 368, 376, 385, 387, 414,
416, 422 ff., 437, 438, 439, 440,
442 ff.
- Feuerkraft 1, 368
- Filter 108, 115, 116, 130, 131, 137,
138, 147, 180
- Fliehkraft 26, 27, 35, 53, 66, 86 ff., 92,
93 ff., 105, 136, 329
- Fliehkraftkupplung 185, 191
- Flüssiggas (Liquified Petroleum Gas,
LPG) 140, 142 f., 149
- Formschluss 6, 184, 211, 212, 288, 368,
371, 381
- Führbarkeit 1
- G**
- Gasdruck 437, 457
- Gasturbine 107, 113, 129, 130 ff., 166,
172, 180 f., 183, 186, 336, 357, 358
- Einwellen- 130, 131, 181
- Zweiwellen- 111, 130, 131, 133, 137,
138
- Gegenlenken 253, 274, 288
- Geländegängigkeit 2, 5 ff., 52, 88,
369 ff., 375, 413, 460
- Gelenkreibungswiderstand 23, 24,
36 f., 48
- Gelenkspalt 5, 38, 407, 417 f.
- Gelenkwelle 31
- Gleiskette (siehe Kette)
- Generator 152, 157, 165, 173 ff.,
360 ff.
- Geradausfahrt 19 ff., 54, 55, 60, 65,
66, 69, 72, 82, 88, 97, 98, 209, 211,
212, 214, 220, 223, 226, 238, 246,
248, 253, 254, 260, 266, 271, 277,
278, 281 ff., 290, 292, 302, 303, 304,
309, 310, 321, 324, 327, 328, 331,
332, 337, 340, 341, 346, 351, 352,
356, 359, 364
- Geschwindigkeit (siehe
Fahrgeschwindigkeit)
- Getriebe (vergl. Drehmomentwandler,
siehe auch Lenkgetriebe)
2 f., 31, 46, 49, 57, 70, 112,
122, 124, 133, 136, 137, 151, 159,
172 ff., 181, 183 ff., 377, 416, 427
- Ausgleichs- (siehe Differenzial) 224,
255 ff.
- Automatisiertes 190, 191, 193 ff., 271
- Automatisches 124, 193 ff., 199, 208
- Doppelkupplungs- 195 f.
- elektrisches 205
- Handsalt- (siehe Stufenschalt-)
- hydrodynamisch stufenloses (vergl.
Drehmomentwandler) 197 ff., 208,
338 ff., 342 ff.
- hydrostatisch stufenloses 199 ff., 208,
325 ff., 342 ff., 351 ff., 365
- lastschaltbares (vergl. Zugkraftunter-
brechung) 191 f., 193, 195 f., 202,
208, 308, 345
- Lenk- (siehe unten)
- leistungsverzweigtes 199, 202, 204,
205 ff., 208
- Planten- (Umlauf-) 191f., 195, 206 f.,
215, 216, 226 ff., 238 ff., 269 ff.

Reib-, Reibrad- 196, 202 ff., 208
Schalt - 31, 152, 176, 185, 188 ff.,
207, 211, 213, 226 ff., 237, 250,
251, 256, 268 ff., 364, 365
Stirnrad- 188 ff., 226 ff., 240
stufenloses 178, 184, 196 ff., 270,
318 ff.
stufenlos mechanisches (Zugmittel-)
184, 196, 202 ff., 208,
Stufenschalt- (Wechsel-, Vorgelege-)
31, 175, 183, 184, 186, 187, 188 ff.,
193, 194, 195 f., 198 203, 207, 252,
268 ff., 362
Summierungs- 178, 269 ff.
Gewicht 2, 15, 33, 34, 35, 88, 108, 112,
114, 120, 128, 129, 133, 150, 157,
158, 159, 162, 164, 165, 169, 173,
174, 176, 177, 179, 180, 182, 225,
277, 302, 319, 330, 335, 349, 361,
370, 382, 384, 385, 386, 387, 396,
405, 416, 419, 440, 441, 451, 460,
469
Fahrzeug- (Gefechts-) 3, 9, 12, 15,
22, 23, 28, 33, 35, 43, 49, 88, 334,
368, 388, 413, 447
Ketten- 24, 26, 33 ff., 391, 405, 417
Giergeschwindigkeit 90, 99
Gleichstrom 154, 155, 156
-motor 152 f., 154, 159
Grabenüberschreitfähigkeit 2 f., 370 f.
Gummibandage 38, 386, 387, 403 ff.
418
Gummilager 397 ff., 418
Gummipolster 105, 393 ff., 408

H

H₂ (siehe Wasserstoff)
Halbkettenfahrzeug 259, 397
Hartanschlag (siehe Endanschlag)
HC 116, 137, 144, 147
Heizwert 112, 143, 145, 148
Horstmannfeder 441
Hubraum, -volumen 108, 112, 116 ff.
Hybridantrieb 124, 172 ff., 182, 205,
leistungsverzweigter 175 ff., 363
paralleler 175 ff.
serieller 175 ff., 360, 361, 362
Hybridmotor (siehe Motor)
hydrodynamischer Drehzahlwandler
(vergl. Kupplung)
hydropneumatisches Feder-Dämpfer-
Element 431, 453 ff., 464, 468
Hysterese 37, 430

I

Induktionshärten 379
Instandhaltung, -setzung 31, 108, 141,
147, 150, 159, 182, 183, 225, 286,
320, 407, 429, 444

K

Kaltstart 143, 146, 180
Kapazität 166, 465
Kennfeld 124, 135, 153, 155, 156, 187,
188, 205
Kennungswandler (siehe Drehmoment-,
Drehzahlwandler)
Keramik 136
Kette (Gleis-) 5 ff., 19 ff., 50 ff., 160,
368 ff.

- Band- (Endlos-) 392, 403ff., 408
 Greifer- 11 f.
 Perforierte 12, 408
 Platten- 7, 11
 Polster- 10, 11, 75, 76, 89, 94, 105,
 106, 370, 389, 393 ff., 406, 408, 418
 Scharnier- 21f., 38, 49, 392, 395, 396,
 397 ff., 400, 403, 405, 408, 418
 schwingungsarme 408 f.
 torsionsvorgespannte 21, 23 ff., 30,
 37, 47, 49, 376, 397 ff., 405, 408,
 418
 Verbinder- 21f., 36, 377, 392 ff.
 Kettenauflagelänge 7, 12 ff., 40, 45,
 53, 56, 62, 67, 74, 77, 79, 80, 82, 86,
 99, 370, 371, 413, 414
 Kettenbauch 30
 Kettenbreite 7, 17 ff., 39, 41, 45, 53,
 80, 81, 86, 96, 369
 Kettendurchhang 24 ff., 376, 381, 394
 (Ketten-)Eigenkrümmungsradius 33,
 51, 55, 74, 90, 98, 379, 390
 Ketteneinlaufwinkel 14, 35, 36 f., 39,
 41, 45, 371, 372
 Kettenführung 22, 23, 33, 376 ff., 419,
 423, 441
 Kettengeschwindigkeit (siehe
 Triebbradgeschwindigkeit)
 Kettengestaltung 5, 6, 10, 1, 47
 Kettengewicht 26, 33, 34, 35, 391, 396,
 405, 417, 419
 Kettengliedlänge 9, 15, 17, 24, 27, 35,
 45, 393, 417
 Kettengriffigkeit 5 ff., 20, 39, 43, 70,
 76, 77, 80, 90, 188, 368, 370, 371,
 392, 395, 407
 Kettenleistung (siehe Triebbradlei-
 tung)
 Kettenspalt (siehe Gelenkspalt)
 Kettenspannungsexponent 74, 75, 76,
 98
 Kettenteilung (siehe Teilung)
 Kettentrum 13, 14, 22, 23 ff., 30, 31,
 34, 47, 375, 376, 391, 394, 416, 418,
 419
 Kettenvorspannung, - spanner,
 -spannung 20, 23 ff., 28 ff., 33, 37,
 49, 51, 74, 76, 98, 99, 253, 379,
 380 ff., 390, 392 ff., 458
 dynamische 26 f., 47, 48, 50, 405,
 408
 gesamte 27 f.
 statische 23 ff., 45, 380 ff., 405
 Ketten(zug)kraft 20, 28 ff., 31 ff., 36
 äußere 29
 innere 15, 28, 31, 33, 34, 48, 50, 67,
 88, 90, 99, 380, 392
 KHD-AD-Verfahren 115, 129
 KHD-D-Verfahren 115, 147
 Kinematik 103
 Kippen 370, 371, 372
 Kletterfähigkeit 2, 3, 14, 41, 369, 371 f.
 Klopfen 112, 114, 143, 144, 146, 148
 Knicklenkung 52
 Knickwinkel (Ab-) 36, 398, 399, 401,
 407
 Komfort 207, 224, 346, 351, 435, 466
 Kompressibilität 383, 436, 453 ff.
 Kondensator 161, 163, 170, 174
 Koppelmasse 466
 Korrosion 136, 144, 146, 172, 383, 406
 Kraftschluss 7, 184, 185. 202, 204, 368,
 370, 381, 383, 384, 402, 405

- Kraftstoff 112 ff., 115 ff., 133, 137,
138, 139 ff., 161, 165, 173, 360
Alternativer 139 ff., 164
Bio- 143, 144, 145 ff.
Diesel- 115 ff., 142, 143, 144, 145,
146, 147, 148, 149, 162
fossiler (siehe auch Diesel-, Otto-)
141 ff.
Otto- 112 ff., 138, 142, 143, 145, 148,
149, 162
synthetischer 140, 144, 147
-einspritzung (siehe Einspritzung)
-filter(ung) 115
-(versorgungs)system, -behälter,
Tank 3, 114, 116, 142 ff., 175, 177,
178, 180
Kraftstoffverbrauch 108, 112 ff., 121,
129, 133, 137, 139, 172, 187, 203, 336
spezifischer 108, 114, 123, 133,
134, 135, 139
Kraftübertragung 6, 10, 43, 76, 185,
188, 202, 204, 211, 212, 214, 337,
359, 361, 367
Kreisprozess 124
Kühl(mittel)temperatur 114 160
Kühlung 114, 117, 121 ff., , 129,
132 ff., 135, 141, 155, 157, 159, 160,
161 ff., 182, 184, 186, 218, 235, 250,
254, 267, 303, 346, 349, 350, 361,
437, 460, 469
Heiß- 114, 122, 129, 132, 133, 160
Innen- 114, 132
Kühlleistung 122, 133
Kupplung 178, 179, 184 ff., 188 ff.,
197 ff., 207, 211, 213, 230 ff., 268 ff.,
377
Reibungs- 183, 184 f., 186, 188 ff.,
207, 211, 213, 215, 230 ff., 268 ff.,
364
hydrodynamische (hydraulische)
185 f., 191, 197, 198, 225, 271 ff.,
338 ff., 342 ff., 357
Lamellen- 184, 192, 195, 196
Kupplungs-Brems-Lenkgetriebe 226,
230 ff., 238 ff., 246, 247, 249, 263,
268, 279, 296, 298, 320, 358, 365
Kurbeltrieb 127
Kurbelwelle 126, 128, 175, 350
Kursstabilität 238, 248, 253, 271, 281,
284, 285, 287, 309, 315, 318, 331,
341, 342, 344
Kurvenfahrt 2, 5, 30, 33, 35, 47, 50 ff.,
151, 160, 208 ff., 230 ff., 252 ff.,
360 ff., 367, 390, 402
- L**
Ladeluftkühler 117
Laschenkette 202
Laserhärten 379
Laufleistung, Verschleiß(grenze) 23,
31, 51, 153, 183, 185, 186, 194, 205,
208, 267, 318, 327, 337, 352, 364,
376 ff., 418, 427, 433, 435, 440, 444
Laufrolle/-rad 5, 9, 12 ff., 21 ff., 33 ff.,
38, 50, 67 f., 80, 90, 91, 99, 102,
105 f., 368, 374 f., 376 ff., 412 ff.,
423, 425, 435, 436, 441 ff.,
Laufrollenabstand (siehe Kettenteilung)
Laufwerk 1f., 16 f., 20 ff., 42, 51, 72,
77, 101, 103, 365, 367 ff.
Räder- 17, 21 ff., 27, 67, 374 f.,
376 ff.,

- Schachtel- 17, 374, 376, 449
 Stützrollen- 21 ff., 33ff., 374 f.,
 376 ff., 419
 Laufwerkregelung 464 ff.
 Laufwerkswiderstand 20 ff., 43 ff., 67,
 88, 99, 213, 214, 253, 375, 405
 Lebensdauer 108, 130, 163, 164, 166,
 170, 171, 225, 320, 396, 401, 410
 Lebenszykluskosten (life cycle costs)
 108
 Leerlauf 113, 133, 136, 331, 357
 Leichtmetall 112, 146, 385, 386, 396
 Leistung 1ff., 5, 19 f., 46, 50, 52, 55, 56
 68 ff., 76, 88, 89, 94, 103 f., 108 ff.,
 122, 133, 155, 160, 169, 172 ff.,
 180, 182, 183 ff., 212, 213 ff., 218 ff.,
 232 ff., 240 ff., 254 ff., 268 ff.,
 360 ff., 367, 369, 407, 420, 421, 453,
 463, 465, 468
 Blind- 70 f., 88, 160, 218, 220, 222,
 261, 265, 267, ff., 293, 297, 301,
 361
 Motor- 2, 20, 79, 108 ff., 114, 115 ff.,
 130 ff., 143, 157, 158, 159 ff., 187,
 193, 205, 217, 218, 223, 235, 254,
 261, 267, 303, 305, 320, 329, 331,
 334, 350, 355, 357, 361, 373
 Nenn- 125, 139, 336, 347, 355
 Rollwiderstands- 70, 73
 spezifische 3, 108, 109, 319
 Triebad- 20, 68 ff., 76, 90, 103 f.,
 213 ff., 218 ff., 281, 291 ff., 350,
 353, 360, 361, 367
 Verlust-, Leistungsverlust 103 f.,
 120, 141, 148, 184, 212, 215, 216,
 217, 218 ff., 248
 Wendewiderstands- (siehe unten)
- Leistungsdichte 124, 126, 155, 157,
 158, 161 ff., 174, 180, 240
 Leistungselektronik 156, 157, 158,
 159 ff., 164, 165, 177, 178, 179, 180,
 181, 361, 361
 Leistungsgewicht 2, 122, 127, 139, 159
 375
 Leistungsverzweigung 130, 137, 175,
 178, 179, 199, 202, 204, 205 ff., 208,
 315, 317, 334, 346, 348, 363
 Leitrad (siehe Umlenkrolle)
 Lenkanlage (siehe Lenkung)
 Lenkbewegung 50 ff., 77, 284
 Lenkbremse 210, 215, 218, 224,
 230 ff., 256, 257, 259, 261, 265, 279,
 286, 290, 294, 317, 318, 364
 Lenkdifferenzial (siehe auch Differen-
 ziallenkung) 227 ff., 252 ff., 315,
 332, 336, 337
 Einfach- 227, 252 ff., 260, 263, 265,
 Mehrfach- 227, 257 ff.
 Lenkgetriebe (-einheit) 2 f., 31, 50 ff.,
 175, 176, 179, 192, 208 ff., 368, 462
 Ausgleichs- (vergl. Lenkdifferenzial)
 226 ff., 235, 236, 252 ff., 268, 286,
 296, 297, 365
 asymmetrische 210, 226 f.,
 230 ff., 269, 273, 274
 hydrodynamische 225, 321, 338 ff.
 hydrostatische 58, 211, 229, 277, 320,
 325 ff., 363 ff.
 hydrostatisch-hydrodynamische 229,
 320, 342 ff.
 hydrostatisch-mechanische 229,
 351 ff.
 stufenlose 211, 216, 222, 223, 226,
 229, 270, 281, 318 ff., 364, 365

symmetrische 209 ff., 216, 226 ff.,
234, 235, 252 ff.
Überlagerungs- (siehe unten)
Umlauf- 226, 238 ff., 268, 278, 359
Lenkgetriebezweig 270, 271, 272,
281 ff., 320 ff., 362
Lenkkupplung 210 ff., 215, 224,
230 ff., 284, 285, 294 ff., 364
Lenkmoment 341, 342 ff.
Lenkübersetzung 55 ff., 208 ff., 233 ff.,
259, 260, 263, 272, 276, 289, 296 ff.,
318 ff.
feste 212 f., 215 f., 218 ff., 220 ff.,
222 ff., 234 ff., 253 ff., 270 ff.,
284 ff., 318 ff.
Lenkung (-ssystem) 50 ff., 185, 208 ff.
regenerative 70, 160, 174, 176, 177,
220, 361 ff.
Lenkverhältnis 3, 56, 63, 65 ff., 76 ff.,
85, 86, 231, 369
Lenkverlust, -leistung 214 ff., 218 ff.,
226, 231 ff., 254 ff.
Lenkwilligkeit 56, 76 ff., 93, 223, 273,
331, 349, 369
Liefergrad 116, 143
Liquified Natural Gas (LNG) 141 f.
Lithium-...-Akku 163 ff., 169, 174
Losbrechmoment, -widerstand 50, 434,
440
Luftdurchsatz 119
Lüfter 2, 350
Lüfterleistung 2, 133
Luftfilter 108, 130, 131, 137, 138, 180
Luftüberschuss 112, 132, 133, 136, 137
Luftwiderstand 39, 41ff.

M

Magnetfeld 153, 155, 181, 440
MAN-FM-Verfahren 115, 129
MAN-M-Verfahren 115, 147
Masse 92, 116, 139, 174, 197, 414, 422,
426, 435, 455, 468
Dreh- (rotierende) 42
Einzel- 92
Fahrzeug-, Gesamt- 42, 45, 174, 230,
387, 397, 403, 465
gefederte 412, 413, 414, 429
Kettenglied- 24, 45
Schwung- 161
ungefederte 375, 385, 418, 419, 420,
428, 444, 463, 468
Massenausgleich 127, 130, 417
Massenfaktor 42 f.
Massenkräfte 129
Massenträgheit(smoment) 92, 273
Mehrstofffähigkeit 109, 115, 137
Metallhydrid 149, 150, 163
Methan 142, 144, 147, 150, 167
Methanol 143 f., 145, 146, 148, 167,
168
Mitteldruck 122, 127
Mittlerer Maximaldruck (MMD) (siehe
Bodendruck)
Mittenführung 23, 377, 379
Mittenverbinder 22, 401 f.
Modul, modular 157, 182, 453, 463,
464
Momentanpol 54
Motor 3, 19 f., 31, 107 ff., 183 ff., 211,
213, 238, 268, 273, 278, 290, 303,
310, 325 ff., 346, 347, 349, 350, 356,
357, 358, 361, 363 f., 416

- Diesel- 112 ff., 115 ff., 130 ff., 142, 143, 146, 147, 162, 165, 172, 173, 180 f., 335, 358, 362, 363
- Elektro- 151ff., 161, 165, 167, 172 ff., 193, 205, 230, 360, 361 ff., 468
- Gegenkolben- 126 f.
- Hybrid- 129 f., 142, 148
- Kreiskolben-, Wankel- 113, 129, 177
- Otto- 112 ff., 115 f., 142, 143, 145, 148, 149, 162, 166, 173
- Vielstoff- 115, 129
- Motordrehmoment (siehe Drehmoment)
- Motordrehzahl (siehe Drehzahl)
- Motorkennfeld (siehe Kennfeld)
- Motorkennlinie, -kennung 185, 186, 203
- Motorkühlung (siehe Kühlung)
- Motorlast (siehe Teil- und Vollast)
- Motorleistung (siehe Leistung)
- N**
- Natrium-Nickelchlorid 163, 164
- Nebenaggregat 129, 133, 173 f.
- Nicken, -schwingung, -bewegung 14, 99, 368, 411 ff., 422, 425, 432, 434, 436, 440, 461, 464, 465, 468
- Nickel-Metallhydrid 163
- NO, NO_x, Stickoxid 116, 137, 142, 143, 144, 145, 147, 149, 187, 188
- Nullwelle 278, 281, 283 ff., 325 ff.
- O**
- Oberflächenhärten, -verfestigung 379, 448
- Oktanzahl 112, 115, 142, 143
- Ottokraftstoff (siehe Benzin)
- P**
- Partikel 116, 137, 142, 143, 144, 147
- PEM (Proton Exchange Membran) 167 ff.
- Planetenge triebe, -satz 178, 187, 191, 195, 206, 215, 240, 241 ff., 246 ff., 274, 276, 278, 289, 290, 297, 305, 309 ff., 331 ff., 339, 344 ff.,
- Polygoneffekt 27, 393 ff., 405, 408, 417, 418
- Primärenergie 148, 150
- Projektionsfläche 41, 45
- Pufferfeder 442, 445
- Q**
- Querneigung 367, 373
- Querkraft (siehe Seitenkraft)
- Querschnittsfläche (siehe Projektionsfläche)
- R**
- Radienbereich 55 ff., 213 ff., 223, 232, 292, 297, 320 ff.
- Radien-Überlagerungs-Lenkgetriebe 226 ff., 281 ff., 318, 321, 323, 325
- Einradien- 230, 270, 279, 280, 282 ff.
- Zweiradien- 270, 282 ff., 318, 352
- Radienvergrößerung(sfaktor) 98, 103 ff.
- Radius 35, 51 ff., 197, 208 ff., 231 ff., 253 ff., 361, 393, 408, 438

- Eigenkrümmungs- 51, 55, 74, 90, 98, 390
Mindest- (kleinster) 213, 220, 221, 223, 226, 249, 250, 253, 257, 261, 265, 271, 284, 298, 299, 312, 316, 318, 321, 323, 331, 340, 341, 347, 352, 354, 356
Reib- 184
tatsächlicher 87, 95, 98, 99, 102, 103 ff.
theoretischer 54, 55, 103, 105, 220, 249, 261, 347, 356
Trägheits- 92
Radlast 86, 387 ff., 403, 418, 425, 445, 447, 457, 460
Radlastschwankung 422
Radsturz 33, 388 ff.
Redox-Flow-Batterie 171
Reformer 150, 168, 169, 170
Regelung 114, 119, 120, 151 ff., 164, 168, 172, 178, 181, 185, 191, 199, 204, 248, 267, 340, 360, 370, 373, 383, 417, 426, 456, 464 ff.
Regenerator, regenerativ 136, 140, 142, 148, 170, 177
Reibung 7 ff., 20 ff., 33, 37, 38, 72, 82, 90, 99, 102, 105, 116, 184, 185, 197, 216, 222, 326, 327, 337, 370, 377, 379, 390, 405, 418, 427, 430, 432, 455
Gelenk- 23, 24, 36 ff., 48
Gleit- 54, 72, 86, 99, 184
Haft- 184, 434
Lager- 38, 215, 244
Spur- 22, 23, 33 ff., 41, 48, 61, 67, 88
-verlust 114, 123, 198, 218, 255, 329
-swinkel 8, 9, 19, 39, 72
Triebrad- 22, 23, 31ff., 48, 377
Zahn(flanken)- 31, 215, 243, 244, 293
Reichweite (siehe Fahrbereich)
Reifendruckregelanlage 370
Rekuperation 121, 136, 152, 161, 173, 174, 176, 178, 179, 364
Resonanz 411, 420 f., 422, 444, 465
Ressourcen 161, 173, 360
Retarder 340 f., 342, 347, 349, 364
Riementrieb 125
RME (Rapsmethylester) 146 f.
Rollwiderstand 23, 38 f., 43 ff., 60 ff., 69, 72, 84, 88, 95, 152, 223, 231, 254, 293, 361, 375, 385, 396, 405
Rootsgebläse (Drehkolbenverdichter) 117, 121
Rotationskolbenmotor (siehe Motor)
Rückgewinnung 136, 149, 152
Rückstellkraft 423, 425
Rückstoß 368
Rundlauf 407
Rutschübersetzung 212, 213, 216, 254, 260, 321
- S**
Schadstoffemission (siehe. Emission)
Schaltgetriebe (siehe Getriebe)
(Schalt)Getriebezweig 195, 269 ff., 270, 281 ff., 288 ff., 291 ff., 307 ff., 320 ff., 362
Scherfestigkeit/Scherbelastbarkeit des Bodens 6 ff., 72, 370
Schleppen 43, 186
Schluckvermögen (siehe Arbeitsaufnahmevermögen)

- Schlupf 7 ff., 11, 20, 56, 70, 77, 82, 87, 88, 93, 94, 99, 100, 103 ff., 112, 155, 186, 199, 209, 213, 272, 281, 315, 316, 317, 318, 340, 341, 342
Drehzahl- 154, 215, 239, 310
Längs-, Vorwärts- 53, 90, 95, 99, 103 ff., 197
Quer-, Seiten- 53, 82 ff., 99, 103 ff.
Schlupfverlust, -leistung 103, 215
Schlupfzahl
Vorwärts- 104
Wende- 104
Schneckengetriebe 382
Schraubenverdichter, -lader 117, 121
Schubgliederkette 203
Schutz 1, 155, 159, 160, 207, 360, 368, 370, 372, 375, 385, 386, 387, 444, 448, 463
Schwefel 144
Schwerpunkt
Aufbau- 413
Fahrzeug- 53, 54, 82, 86 ff., 94 ff., 220, 370 ff., 463, 464
Schwimmwinkel 88, 89, 104
Schwingarm 375, 384 ff., 414, 419, 425, 438, 439, 442, 444 ff.
Schwingung 23, 38, 108, 329, 391, 410 ff., 454, 466 ff.
Antriebs-, Motor- 197, 416 ff.
Eigen- 47, 411, 454
Erreger- 50, 373, 411 ff.
Fahrzeug- 5, 410 ff.
Hub- 411, 416, 423, 436
Ketten- 27, 31, 47, 49, 376, 391, 405, 408 f., 416 ff., 436
Laufwerk- 47, 386, 393, 416 ff., 462
Nick- 368, 411, 412, 416 ff., 423, 425, 434, 436, 440, 461
Wank- 368, 411
Schwingungsbelastung (siehe Belastung)
Schwingungsdämpfer (siehe Dämpfer)
Schwingungsdämpfung (siehe Dämpfung)
Schwingungsmodell 410 ff.
Schwingungstilger 423
Schwingungszeit, -dauer 93, 411, 421, 425
Schwingzahl 422
Seebeck-Effekt 123
Seitenführung 90, 384, 400, 405, 419
Seitenkraft, Quer- 22, 66, 82, 87 ff., 95, 100, 327, 367, 368, 373, 375, 384, 387, 388, 392, 402, 427
Sensor 181, 467
Sensorik 182
Silizium 160, 164
Simulation 81, 94, 98
Spreizung 203
Spurlenkung 50 f., 230
Spurweite 55, 56, 57, 74, 77, 86, 88, 98, 220, 249, 250, 257, 261, 356, 373, 387, 389
Stabilisator 465
Stabilisierungskupplung 281, 284, 309, 310
Stabilisierungsbremse 352, 356
Starter-Generator 175, !76
Stator 152 ff.
Staub 108, 395
Steg (Führungs-, -zahn; Kette) 23, 377, 379, 384, 385, 391

- Steg (Getriebe) 242 ff., 252, 277, 278, 311
- Steifigkeit 23, 25, 26, 375, 385, 405
- Steigfähigkeit 2, 3, 5, 108
- Steigungswiderstand 39, 41, 43, 91
- Steuergerät 174, 182, 308, 309, 467, 468
- Steuerung 112, 114, 116, 137, 151 ff., 164, 168, 172, 181, 199, 238, 252, 308, 309, 342, 353, 357, 361, 368, 389, 457, 461, 466
- Störkraft, Störung 162, 181, 407, 417, 418, 421, 425, 434, 466, 467
- Stoßbelastung 367, 373, 379, 382, 393, 422 ff.
- Stoßdurchleiter 425, 434
- Stoßfestigkeit 162
- Stoßverlust 198
- Stoßwiderstand 23, 38, 48
- Stufung 188 ff., 211, 212, 273, 281, 288, 301, 354
- Stufensprung 189, 190, 191
- Stützrolle 21 ff., 23 ff., 33 ff., 375, 376, 377, 385, 391, 416, 418, 419
- Sturz 33, 388, 389, 390
- Sunfuel 140, 147
- Supercab (siehe Kondensator)
- Synchronisierung 184, 190, 194
- Synchronmotor 155 f.
- Synfuel 140, 144
- T**
- Tanksystem (Kraftstoffversorgungssystem)
- Teillast 48, 108, 113, 114, 123, 129, 131, 133, 137, 139, 153, 156, 165, 172, 179, 180, 355
- Teilung
- Ketten- 7, 9, 15, 24, 378, 393, 396, 397, 400, 401, 403, 405, 417
- Polster- 396
- Triebrad- 33
- swinkel 32, 36, 377
- Zahn(rad)- 378
- Temperatur 11, 37, 76, 106, 108, 136, 137, 146, 149, 160, 162 ff., 167 ff., 172, 215, 326, 361, 433, 435, 441, 454, 455, 457, 459, 462
- Außen-, Umgebungs- 137, 138, 144
- Betriebs- 155, 162, 163
- Kühl(mittel)- 114, 160
- Motorraum- 159
- Turbineneintritts- 136, 137
- Toroidgetriebe 202
- Torsionsdämpfer (siehe Drehflügeldämpfer)
- Tragarm (siehe Schwingarm)
- Trägheit 88, 116, 273, 455
- skraft 42, 92
- smoment 42, 92, 93, 119, 137, 412, 413
- sradius (siehe Radius)
- Traktion 5, 6, 11, 18, 197, 392, 407
- Traktionsakkumulator 162, 163
- Triebrad 19 ff., 54, 57, 58, 59, 70, 87, 104, 165, 183, 210, 211, 213, 230, 259, 268, 275, 284, 288, 289, 341, 358, 360, 361, 370, 371, 372, 377 ff., 384, 393, 397, 402, 403, 417, 425
- Triebraddrehzahl (siehe Drehzahl)
- Triebradgeschwindigkeit (vergl. auch Fahrgeschwindigkeit) 27, 53, 56, 58, 59 f., 76, 83, 86, 104, 273, 312

Trieb(zug)kraft 19, 20, 27, 28, 29,
 33, 40, 44, 46, 48, 56, 60 ff., 68, 70,
 76, 77, 80, 81, 82, 92, 97, 99, 377,
 392, 393, 403, 404, 417
 Trieb(dreh)leistung (siehe Leistung)
 Trieb(dreh)moment 19, 20, 393,
 394, 417
 Trieb(dreh)teilung (vergl. Kettenteilung)
 Trieb(dreh)verzahnung 31, 33, 382, 390,
 392, 394, 401
 Triebstrang, Antriebsstrang 20, 93, 107,
 165, 183 ff., 417
 Triebwerkverluste, -verlustleistung 2,
 20, 213, 214 ff., 218, 232, 236, 255,
 256, 261, 262, 291, 301
 Trimmwinkel 15, 40
 Turmkorb 31

U

Überbrückungskupplung 195, 199, 272,
 272, 308, 310, 312, 315, 331, 345,
 346, 355
 Überlagerung 48, 206, 209, 213, 259,
 268 ff., 411
 Überlagerungs-Lenkgetriebe 226, 229,
 242, 252, 268 ff., 361 ff.
 Radien- 226, 230, 270, 279, 280,
 281 ff., 318, 321, 323, 325, 352
 stufenloses 226, 270, 281, 318 ff.
 Übersetzung, Übersetzungsverhältnis
 20, 42, 186 ff., 211, 215, 224, 239,
 240, 242, 243, 246 ff., 259, 268 ff.,
 284, 286, 288, 290, 291 ff., 307 ff.,
 318 ff., 427
 Lenk- (siehe oben)
 Rutsch- (siehe oben)

Vorwärts- 211, 213, 270, 289, 290,
 295, 310, 315, 316, 321
 Wende- 211, 213, 270, 288, 289, 291,
 301, 310, 312, 321
 Übersteuern 90, 99
 Ultracap (siehe Kondensator)
 Umfangsgeschwindigkeit (siehe
 Trieb(dreh)geschwindigkeit)
 Umlaufgetriebe (siehe
 Planetengetriebe)
 Umlauflenkgetriebe (siehe Lenkge-
 triebe)
 Umlenkrolle 22, 24, 27, 33 ff., 36,
 38, 51, 372, 380 ff., 395, 399, 408,
 411, 416, 417, 425, 452
 Umrichter 157
 Umschlingungsgetriebe 202
 Umweltbelastung (siehe Belastung)
 Umweltverträglichkeit 148, 181

V

Verbrauch (siehe Kraftstoffverbrauch)
 Verbrennungsluft(gemisch) 112, 116,
 119, 125, 130, 131, 132, 133, 136,
 137, 146, 149
 Verbrennungsmotor (siehe Motor)
 Verbundfederlaufwerk, -federung 375,
 441 ff.
 Verdichter 116 ff., 133, 136
 Verdichtung 5ff., 114, 116 ff., 129,
 130, 133, 136
 Verdichtungsverhältnis 112, 129
 Verfügbarkeit 1, 140, 157, 165, 170,
 173, 180

Verlust, -leistung, -moment (siehe Leistungs-, Lenk-, Reibungs-, Schlupf-, Stoß-, Triebwerks-, Wärme-)

Verschleiß (siehe Laufleistung)

Verspannung 70

Verträglichkeit (siehe auch elektro- Magnetische und Umwelt-) 410, 420 f.

Verzahnung 27, 242 ff., 256, 296, 301, 382, 390, 394

Vielstofffähigkeit (siehe Mehrstofffähigkeit)

Vierecken-Antrieb 178

Viertaktmotor 116, 126, 127

Volllast 46, 108, 110, 111, 113, 114, 118, 133, 137

VTG-Lader 121, 124

Volumen (siehe auch Bauraum, Hubvolumen) 5, 72, 129, 141, 148, 199 ff., 325, 326, 329, 426, 431, 436, 437, 445, 452, 455, 456, 458

Vorgelege 183, 188, 194 ff., 237, 296, 305, 307, 308, 330, 331, 333

Seiten- 238, 249, 259, 280, 288, 290, 296 ff., 312, 316, 332, 359, 377, 379, 417

Vorsetzen 448

Vorspannung (siehe auch Feder-, Ketten-) 398, 434, 459, 461

Torsions- 21, 23 ff., 30, 37, 47, 49, 376, 397, 398, 399, 400, 402, 405, 408, 418

W

Wandlerkupplung (siehe auch Kupplung) 357

Wandlerschaltkupplung (WSK) 194, 207

Wandlerüberbrückungskupplung (siehe Überbrückungskupplung)

Wandler (siehe Drehmoment-, Drehzahlwandler)

Wandlung (siehe auch Eigenwandlungsfähigkeit) 177, 179, 186, 190, 195, 197, 198, 201, 314, 338, 345, 355

Wanken (vergl. auch Schwingungen) 99, 411, 436, 464, 465

Wankelmotor 113, 129, 177

Wanne 99, 367 ff., 375, 379, 380, 381, 388, 389, 399, 410 ff., 443 ff.

Wannenbreite 79, 370, 449

Wärmesignatur 109, 161

Wärmeverlust (thermischer) 119, 184, 185, 218

Wartung 108, 130, 159, 162, 183, 186, 225, 286, 320, 406, 440, 441, 443, 445, 463

Wassergängigkeit (Unterwasserfahren, Waten) 2, 108, 109, 138

Wasserstoff 140, 141, 142, 147, 148 ff., 167 ff.

Wasserstoffspeicherung 149 f., 169, 170

Wasserstoffversprödung 149

Wendegeräte 270, 271, 307, 309, 310, 315, 330, 344 ff., 355, 357, 364

Wendeleistung, -widerstands- 72, 221, 266, 270, 281, 293, 302, 320, 322, 323, 341, 352, 361

- Wendemodell 50 ff.
 Hock- 52 ff., 93 ff.
 IABG- 94 ff.
 Kitano- 94, 98 ff.
- Wendemoment (-widerstands-) 53, 54, 55, 61, 62, 63, 67, 77, 79, 81, 84, 85, 92, 97
- Wenden (Definition)
 um die Hochachse 55
 um die kurveninnere Kette 55
- Wendepol 82 ff.
- Wendeübersetzung 211, 213, 270, 288, 289, 291, 301, 310, 312
- Wendewiderstand 54ff., 215, 222, 223, 231, 302, 327, 356, 357, 369, 390
- Wirkungsgrad 52, 114, 123, 124, 136, 137, 152 ff., 162ff., 167 ff., 176, 177, 179, 180, 183, 199, 201, 202, 204, 205, 206, 208, 213 ff., 218 ff., 227, 236, 238, 239, 240, 243, 244, 250, 261, 267, 275, 281, 294 ff., 295, 310, 313 f., 317, 319, 322 ff., 326 ff., 339 ff., 343, 344, 351 ff., 363, 365, 468
 effektiver 112, 116, 141
- Gesamt- 152, 165, 176, 206, 217, 218, 220, 221, 222, 232, 235, 244, 245, 263, 265, 267, 295 ff., 327 ff., 339 ff., 341, 343, 350, 353
- Lenk- 217, 218, 219, 222, 257, 322 ff., 339
- Triebwerk- 20, 176, 216, 217, 218, 222, 224, 237, 238, 240, 256, 257, 265, 267, 301
- Verzahnungs- 238, 244, 255, 256, 296, 323
- Wandler- 195, 198, 199, 215, 217, 317
- Z**
- Zahnflankenwinkel 31 f., 377, 384
- Zähnezahl
 Triebrad- 33, 401
 Zahnrad- 190, 246, 261
- Zink/Luft-Batterie 163, 164
- Zugkraft, Vortriebs- (siehe auch Ketten-, Triebrad(zug)kraft) 7, 11, 20, 31, 65, 66, 108 ff., 151, 159, 183, 187, 207, 248, 251, 314, 316, 335, 377, 392
- Zugkraftdiagramm, Fahrzustands- 45, 109 ff., 183, 189, 205, 310
- Zugkrafthyperbel 109 ff., 124, 130, 151, 157, 183 ff.,
- Zugkraftunterbrechung 188, 190, 191, 192, 194, 207
- Zugstufe 435
- Zündung
 Fremd- 115, 129, 130, 142, 143
 Glüh- 148
 Früh- 142, 148
 Rück- 148
 Selbst- 130
- Zündverzug 112, 124, 146
- Zündwilligkeit 142, 143, 144
- Zuverlässigkeit 157, 180, 193
- Zweiecken-Antrieb 151, 176, 178
- Zweitaktmotor, -prinzip, -verfahren 116, 126, 127, 177