

Grundlagen der Fahrzeugtechnik I

Dozenten:
Prof. Dr.rer.nat. F. Gauterin
Dr.-Ing. H.-J. Unrau



Scriptum
zur Vorlesung
nach Prof. Dr.-Ing. R. Gnadler

Wintersemester 2016/2017

Inhaltsverzeichnis

1. Einleitung

- 1.1 Geschichtliches
- 1.2 Produktion von Kraftfahrzeugen

2. Fahrmechanik

- 2.1 Fahrwiderstände und Fahrleistungen
 - 2.1.1 Triebwerkswiderstand
 - 2.1.2 Radwiderstand
 - 2.1.3 Luftwiderstand
 - 2.1.4 Steigungswiderstand
 - 2.1.5 Beschleunigungswiderstand
 - 2.1.6 Fahrzustandsdiagramm
- 2.2 Mechanik der Antriebskräfte
 - 2.2.1 Schwerpunktlage
 - 2.2.2 Achslasten
 - 2.2.3 Antriebsgrenzen
 - 2.2.4 Front-, Heck- und Allradantrieb
- 2.3 Mechanik der Bremskräfte
 - 2.3.1 Bremsstabilität und Lenkfähigkeit
 - 2.3.2 Kraftschlussbeanspruchung und Abbremsung
 - 2.3.3 Bremskraftverteilung
 - 2.3.4 Auslegung der Bremskraftverteilung
 - 2.3.5 Anti-Blockier-System
- 2.4 Mechanik der Querkräfte
 - 2.4.1 Kurvengrenzgeschwindigkeit
 - 2.4.2 Fahrdynamikregelung
- 2.5 Passive Sicherheit
 - 2.5.1 Fahrgastzelle
 - 2.5.2 Insassen

3. Antriebsmaschinen

- 3.1 Verbrennungsmotor
 - 3.1.1 Vergleichsprozesse
 - 3.1.2 Grundlagen realer Prozesse
 - 3.1.3 Abgasemissionen
 - 3.1.3.1 Schadstoffe und Grenzwerte
 - 3.1.3.2 Motorische Maßnahmen
 - 3.1.3.3 Abgasnachbehandlung

- 3.2 Alternative Antriebe
 - 3.2.1 Hubkolbenmotor
 - 3.2.2 Gasturbine
 - 3.2.3 Elektroantrieb
 - 3.2.3.1 Motortypen
 - 3.2.3.2 Antriebskonzepte
 - 3.2.3.3 Wirkungsgrad und Emission
 - 3.2.3.4 Batterien
 - 3.2.3.5 Solarzellen
 - 3.2.3.6 Brennstoffzelle
 - 3.2.4 Hybridantrieb

4. Kennungswandler

- 4.1 Kupplungen
 - 4.1.1 Reibungskupplung
 - 4.1.2 Strömungskupplung
 - 4.1.3 Viskokupplung
 - 4.1.4 Haldex-Kupplung

- 4.2 Getriebe
 - 4.2.1 Mechanische Stufengetriebe
 - 4.2.1.1 Getriebestufung
 - 4.2.1.2 Vorgelegetriebe
 - 4.2.1.3 Planetengetriebe
 - 4.2.2 Strömungsgetriebe

- 4.2.3 Automatische Stufengetriebe
 - 4.2.3.1 Halbautomat
 - 4.2.3.2 Vollautomat
- 4.2.4 Stufenlose mechanische Getriebe
- 4.2.5 Stufenloser Automat

5. Leistungsübertragung und -verteilung

- 5.1 Wellen
- 5.2 Wellengelenke
- 5.3 Differenziale
 - 5.3.1 Treibachsdifferenzial
 - 5.3.2 Verteilerdifferenzial
 - 5.3.2.1 Kegelradgetriebe
 - 5.3.2.2 Stirnradgetriebe
 - 5.3.3 Sperrdifferenzial
 - 5.3.3.1 Teilselbstsperrung
 - 5.3.3.2 Vollselbstsperrung
 - 5.3.3.3 Fremdsperrung

Literatur

Das Skript soll den Lernprozess und das Selbststudium unterstützen. Es ersetzt nicht den Besuch der Vorlesung und auch nicht das Studium weiterführender Fachliteratur.

Formelzeichen

Formelzeichen	Bedeutung deutsch	Bedeutung englisch
a	Beschleunigung	acceleration
A_f	Stirnfläche	front surface
a_s	Konstante bei Seiliger Prozess	constant for Seiliger cycle
AWD	Allradantrieb	all wheel drive
a_y	Querbeschleunigung	lateral acceleration
b_e	Spez. Kraftstoffverbrauch	specific fuel consumption
B_H	Abs. Kraftstoffverbrauch	absolute fuel consumption
c	Federkonstante	spring rate
C	Kardanfehler	cardan error
C_b	Struktursteifigkeit der Karosserie	structural rigidity of the bodywork
C_d	Luftwiderstandsbeiwert	air resistance coefficient (air drag)
C_m	Mittlere Kolbengeschwindigkeit	mean piston speed
C_p, C_v	Wärmekapazität	thermal capacity
C_{Wheel}	Abrollumfang des Reifens	rolling circumference of the tire
d	Durchmesser	diameter
d_{in}	Innendurchmesser	inside diameter
d_{out}	Außendurchmesser	outside diameter
E_B	Bremsenergie	braking energy
E_C	Wärmeenergie	caloric energy
E_{Def}	Deformationsenergie	deformation energy
E_{kin}	Kinetische Energie	kinetic energy
F	Kraft	force
F_A bzw. F_B	Beschleunigungs- bzw. Bremskraft	acceleration/braking force
F_D	Antriebskraft	driving force
F_{fric}	Reibkraft	friction force
F_G	Gewichtskraft	gravitational force
$F_{G,f}$	Vorderachslast in Ebene	front axle load on level
$F_{G,r}$	Hinterachslast in Ebene	rear axle load on level
$F_{Q,f}$	Vorderachslast in Neigung	front axle load on inclination
$F_{Q,r}$	Hinterachslast in Neigung	rear axle load on inclination
F_R	Fahrwiderstand	driving resistance
$F_{R,tot}$	Fahrwiderstände	driving resistances
F_{RA}	Beschleunigungswiderstand	acceleration resistance
F_{RAir}	Luftwiderstand	air resistance
$F_{RFl,i}$	Schwallwiderstand	flood resistance
$f_{RFlex,i}$	Walkwiderstandbeiwert am Rad i	flexing resistance coefficient of wheel i
$F_{RFlex,i}$	Walkwiderstand am Rad i	flexing resistance at wheel i

F_{Rin}	Steigungswiderstand	climbing/inclination resistance
F_{RPT}	Triebwerkswiderstand (Antriebsstrang)	power train resistance
$f_{RR,i}$	Rollwiderstandsbeiwert	rolling resistance coefficient
$F_{RR,i}$	Rollwiderstand je Rad	rolling resistance
$F_{RWheel,i}$	Radwiderstand je Rad	wheel resistance for every wheel
$F_{R\alpha,i}$	Schräglaufwiderstand je Rad	side slip resistance
F_{trac}	Zugkraft	tractive force
$F_{trac,res}$	resultierende Zugkraft	resulting tractive force
FWD	Frontantrieb	front wheel drive
F_{Wind}	Windkraft	wind force
$F_{xW,i}$	Umfangskraft	longitudinal force in the tire contact patch
F_y	Querkraft (z.B. Seitenwind)	lateral force
$F_{yW,i}$	Seitenführungskraft	lateral wheel force
$F_{zW,i}$	vertikale Radlast je Rad	vertical wheel load
h	Abstand des Fahrzeugschwerpunkts von der Fahrbahn	distance between vehicle's center of gravity and road surface
h_a	Abstand Fahrzeugschwerpunkt von der Verbindungslinie der Radmittelpunkte von Vorder- und Hinterachse	distance between vehicle's center of gravity and the connecting line between the wheel centers of front and rear axle
H_U	Spez. Heizwert des Kraftstoffes	specific heat value of fuel
i	Übersetzungsverhältnis	gear ratio
I	Trägheitsmoment	moment of inertia
i_D	Übersetzung des Differenzials	gear ratio of differential
i_G	Übersetzung des Getriebes je nach Gang	gear ratio of a specific gear
k	Dämpfungskonstante	damping rate
k'_1	Kupplungsfaktor (Strömungskupplung)	clutch factor
k_R	Korrekturfaktor für r_{dyn}	correction factor for r_{dyn}
L_D	Sperrwert	locking value --> ?
L_{min}	Mindestluftbedarf	minimum air requirement
l_w	Radstand	wheel base
m	Masse	mass
M	Moment	moment/torque
M_C	Kupplungsmoment	clutch torque
m_c	im Brennraum vorhandene Frischladungsmasse	mass of fresh charge in combustion chamber
M_E	Motormoment am Schwungrad	engine torque at flywheel
M_f, M_r	Moment vorne, Moment hinten	torque front, torque rear
m_g	Anzahl Zahnradpaare	number of cog - wheel pairs
m_{th}	theoretisch mögliche Frischladungsmasse	theoretically possible mass of fresh charge
n_a	Zahl der Arbeitsspiele pro Zeit	number of working cycles per time

n_E	Motordrehzahl	engine speed
$n_{f,r}$	Drehzahl vorne, hinten	rotation speed front, rear
p	Druck	pressure
p_A	Luftdruck	air pressure
P_e	Effektive Leistung	effective power
P_i	Indizierte Leistung	indicated power
p_{me}	effektiver Mitteldruck	effective mean pressure
p_{mi}	Indizierter Mitteldruck	indicated mean pressure
P_{St}	Straßenfahrleistung	street driving power
q	Antriebskraftverteilung	drive force distribution
r	Abstand Achsmittle zu Latsch	distance between wheel center and contact patch
r_{curve}	momentaner Kurvenradius	momentary curve radius
r_{dyn}	dynamischer Rollradius	dynamic rolling radius
RWD	Heckantrieb	rear wheel drive
S	Entropie	entropy
s	Weg	distance
s'	Schlupffaktor	wheel slip factor
$s_{critical}$	maximale Verformung, um Überlebensraum zu sichern	max. deformation to secure surviving space
$s_{f,r}$	Achsabstand zum Schwerpunkt	distance between wheel center and vehicle's center of gravity front, rear
s_{tv}	Benötigter Deformationsweg, Endwert	required deformation zone, terminal value
s_t	Spurweite	track width
s_{Wheel}	Schlupf	wheel slip
t	Zeit	time
T	Temperatur	temperature
v	Geschwindigkeit	velocity
V	Volumen	volume
V_a	Frischladungsvolumen im Zylinder	Volume of fresh charge in cylinder
$v_{A,abs}$	absolute Luftgeschwindigkeit	absolute air speeds
$v_{A,rel}$	relative Luftgeschwindigkeit	relative air speed
V_c	Kompressionsvolumen	compression volume
V_h	Hubvolumen	capacity
$v_{Wheel, c}$	Umfangsgeschwindigkeit des Reifens	circumferential speed of wheel
$v_{Wheel, trans}$	Translationsgeschwindigkeit des Rades	translational speed of wheel
W	Arbeit (Verbrennung, Ladungswechsel)	work
z	Abbremsung des Fahrzeugs	deceleration of the vehicle
z_{Fr}	Zahl der Reibpaarungen in der Kupplung	number of clutch friction pairs
z_G	Ganganzahl gesamt	total number of gears
α	Schräglaufwinkel	slip angle

α_{in}	Steigungswinkel	inclination angle
β	Schwimmwinkel	sideslip angle (float angle)
δ	Lenkradwinkel	steering wheel angle
δ_B	Beugungswinkel	bending angle
$\Delta\delta$	Verdrehwinkel	twist angle
δ_T	Vorspurwinkel	toe-in angle
ϵ	Verdichtungsverhältnis	compression rate
ϵ_{col}	Stoßzahl	collision rate
η	Wirkungsgrad	grade of efficiency
η_e	effektiver (wirtschaftlicher) Wirkungsgrad	effective (economic) grade of efficiency
η_i	indizierter Wirkungsgrad	indicated efficiency
η_Q	Gütegrad	quality grade
η_{th}	thermischer Wirkungsgrad	thermal efficiency
κ	Isentropenexponent	isentropic exponent
λ	Luftverhältniszahl	air-fuel equivalence ratio
λ_{ch}	Liefergrad	charging efficiency
μ	Kraftschlussbeiwert	traction coefficient
μ_{ad}	Haftbeiwert	adhesion coefficient
μ_{sl}	Gleitbeiwert	sliding friction coefficient
ν	kinetische Viskosität	kinetic viscosity
ρ	Luftdichte	air density
τ	Anströmwinkel	inflow angle
φ_{rot}	Drehwinkel	rotation angle
ψ	Gierwinkel	yaw angle
ω	Winkelgeschwindigkeit	angular velocity
$\ddot{\alpha}$	Winkelbeschleunigung	angular acceleration

1. Einleitung (nicht prüfungsrelevant)

1.1 Geschichtliches

Inhalt des Kapitel 1 dieses Skripts orientiert sich an K. Möser, Geschichte des Autos, Campus Verlag, Frankfurt/Main 2002.

1886 Patentierung Benz Motorwagen, Abb. 1.1-1

- gilt meist als Geburtsstunde des Automobils
→ verkürzte Sichtweise
- „Motorkutschen“ und „Motorvelocipede“ hatten Vorläufer

Frühe selbstfahrende Automobile:

- 1. Dampfwagen 1770
- 1. Dampfomnibus 1833

Damaliger Trend: Motorisierung des Fahrgestells.

Einige wesentliche Daten zusammengefasst:

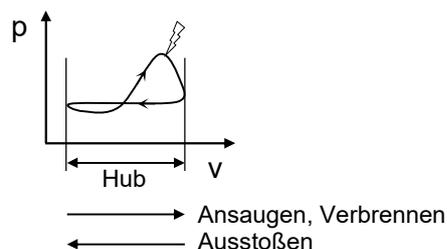
1770: Cugnot, Nicolas Joseph Erstes Dampfwagenfahrzeug, Abb. 1.1-2
Kolbenantrieb durch Stoßbewegung. Straßenfahrzeug zum Transport von Kanonen, Traglast 5 to. Leistung nicht ausreißend, Versuchsfahrt gegen Mauer, Kriegsminister stoppte Finanzierung, Entwicklung eingestellt.

1781: Watt, James (1736 – 1819)
Baut Dampfmaschine mit Kolbenantrieb durch Drehbewegung, Kurbeltrieb. Einsatz im Bergbau zum Transport und Heben von Lasten, dann Dampfschiffe, Eisenbahnen, erst später Straßenfahrzeuge.

1833: Hancock, Walter
Konstruierte Dampfomnibus, Abb. 1.1-3
Dampfomnibus von 1833. Damit erste Omnibuslinie der Welt, eröffnet in London. Schlechte Straßen, gelegentlich Unfälle
⇒ Staat entschied sich für Förderung der Eisenbahn.

1860: Lenoir, Jean-Joseph Etienne (1822 – 1900)
Baut stationären Leuchtgasmotor, Abb. 1.1-6

Dreitakter, Ansaugen – Verbrennen – Ausstoßen.



Noch kein Kompressionstakt, atmosphärische Maschine.

- 1862: Otto, Nikolaus August (1832 – 1891)
Baut ersten Viertaktmotor, Abb. 1.1-7
Angeregt von Lenoir-Motor wollte er Zündung am Beginn des Kolbenhubes, deshalb nach Ansaugen erst noch Kompression!
(Stationäre Maschine, lief nur kurze Zeit).
Erste lauffähige Ausführung 1876. Abb. 1.1-8
Diagramm des ersten Viertakt-Ottomotors vom 9. Mai 1876.
- 1875: Marcus, Siegfried
Baut Wagen mit Benzinmotor, Wien !?
(Zweifelsfrei belegt erst Marcus-Wagen von 1898!)
Abb. 1.1-9: Motorwagen von Siegfried Marcus, 1898.
- 1886: Benz, Carl (1844 – 1929)
Aufgewachsen und studiert in Karlsruhe (Polytechnikum), ab 1867 in Mannheim.
Erhielt 1886 Patent auf erstes Automobil der Welt, entwickelt in seiner „Rheinischen Gasmotoren-Fabrik“ in Mannheim.
Abb. 1.1-1
: Motorwagen, mit dem Carl Benz am 03. Juli 1886 zum ersten Mal öffentlich ausfuhr (Presseberichte), 1-Zylinder, 4-Takt-Motor, 400 U/min, 2 PS,
 $v_{\max} = 15 \text{ km/h}$.
Sommer 1888: Erste Überlandfahrt, Berta Benz und Söhne Eugen (15 Jahre) und Richard (13 Jahre), von Mannheim nach Pforzheim.
Abb. 1.1-10
: Erster Automobilprospekt, 1888.

Vorläufer des Automobils war das Fahrrad

Dominant in der Fzg.-Entwicklung bis 1900. Fahrrad war um 1870 eines der wichtigsten High-Tech-Produkte und war zum Massenkonsumgut geworden.

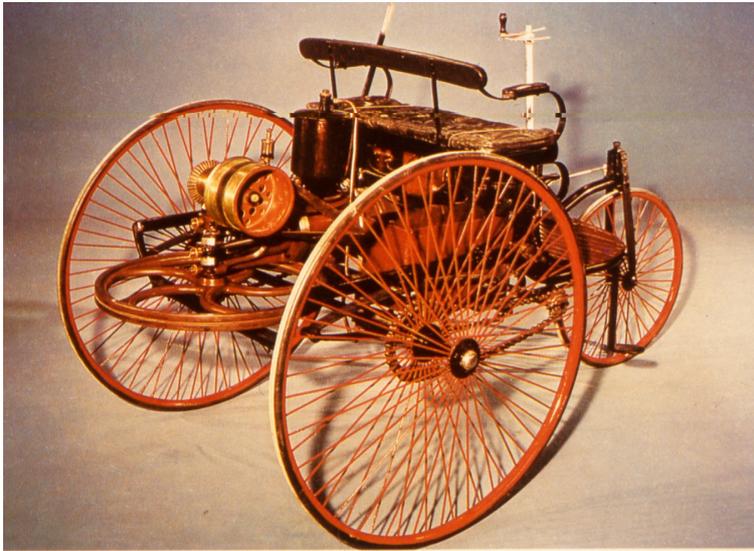


Abb. 1.1-1

Automobil von C. Benz (1886).

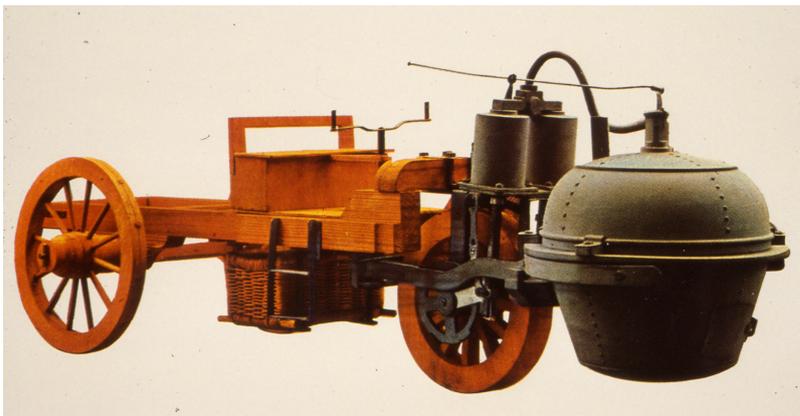


Abb. 1.1-2

Erstes Dampfwagenfahrzeug
(Cugnot, 1770).



Abb. 1.1-3

Erste gewerbliche Omnibus-
linie (W. Hancock, 1833).



Abb. 1.1-4

Erste Eisenbahn in
Deutschland I
(Adler, Nürnberg – Fürth,
1835).



Abb. 1.1-5

Erste Eisenbahn in
Deutschland II
(Adler, Nürnberg – Fürth,
1835).

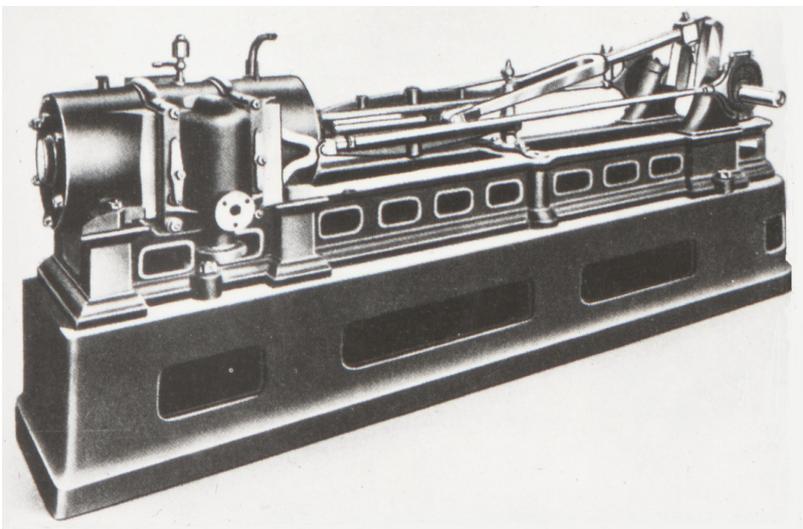


Abb. 1.1-6

Motor von E. Lenoir
(Leuchtgas, 3-Takte, 1860).

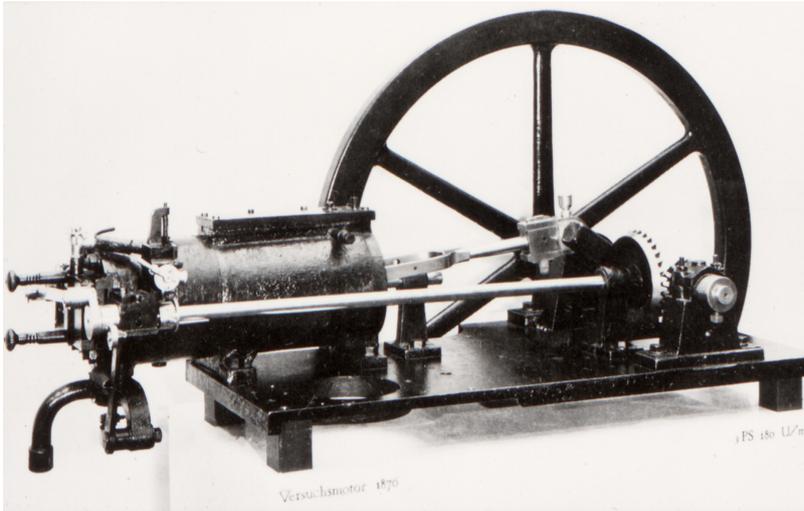


Abb. 1.1-7

Motor von N. Otto (4-Takte, 1862).

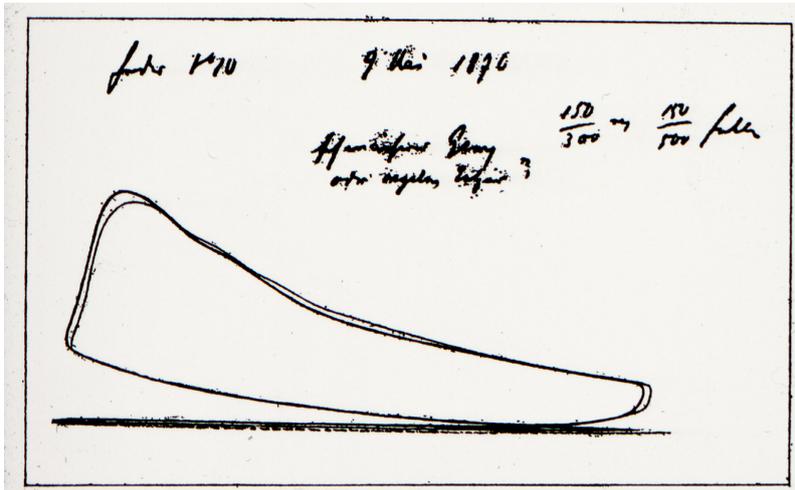


Abb. 1.1-8

Diagramm des ersten 4-Takt-Ottomotors (N. Otto, 1876).



Abb. 1.1-9

Motorwagen von S. Marcus (1898).

Der Motorwagen von Siegfried Marcus, wie er 1898 in Wien und 1900 auf der Pariser Weltausstellung gezeigt wurde

Fahrrad-Herausforderungen:

- leicht
- stabil
- geringe Reibung
- hohe Lebensdauer
- Korrosionsfestigkeit

Dafür wurden neue techn. Lösungen im Fahrradbau erarbeitet:

- dünnwandige Stahlrohre
- Lötverbindungen
- leichte, einfach herstellbare Blechpressteile
- Leichträder
- zug- statt druckbelastete Speichen
- Kugellager
- vernickelte Oberflächen
- Metallgliederketten zur Kraftübertragung

Lösungen aus dem Kutschenbau:

- Luftreifen

Lösungen aus der Industrietechnik:

- Kardangelenke
- Differenziale
- Flachriemen
- Schwungrad

Dort überall Forderung nach:

- Leichtbau
- hohe Fertigungsqualität
- geringer Preis
- große Stückzahlen

Herkunft der Fahrradtechnologie:

- Waffen
- Nähmaschinen
- Landwirtschaftliche Geräte
(auch heute sind Landmaschinen Vorbild für Pkw u. Nfz, z.B. Precision Farming)

Benz-Motorwagen in der Presse als Sonderfall des Fahrrads bezeichnet:

„Veloziped“ → Bezug auf hohe Geschwindigkeit

Name des Nachfolgers des Patent-Motorwagens: Benz-Vélo (= 1. Serienautomobil)

Benz kaufte Teile von großem Fahrradhersteller Kleyer-Werke (Marke „Adler“)

Dreirad war beliebt, Abb. 1.1-11

Vorteile:

- stabiler Stand
- genutzt von Lieferanten, Post, Frauen

Dampfbetriebene Motorwagen, Abb. 1.1-12 .

- nutzten ebenfalls Fahrradtechnik
- schon früher als Benz, z.B. De Dion & Bouton 1883

1887: Daimler, Gottlieb Wilhelm (1834 – 1900)
Aufgewachsen in Schorndorf, später Cannstadt. Baut 1885 schnellen, leichten Viertaktmotor im Zweirad. Abb. 1.1-13: Blick in Daimlers Werkstatt.

Auch Daimler nutzte Fahrradtechnik:

- „Stahlradwagen“ bzw. „Quadricycle“ 1889
- Daimler lieferte Motor an Fahrradfabrik NSU in Neckarsulm (NSU kam aus der Nähmaschinenherstellung)
- leichter Rahmen aus Stahlrohr
- Lenkung aus zwei gekoppelten Fahrradgabeln (Achsschenkellenkung)

Vorläufer Kutsche

Daimlers erste Fahrzeuge basierten auf Kutschentechnologie:

- „Americaine“ 1885
- Daimler-Motorwagen 1887, entwickelt in Cannstadt, am 04. März 1887 erstmals auf einer öffentlichen Straße gefahren, Abb. 1.1-14.

Kutschentechnologie:

- hoher techn. Stand
- Holz als Hauptwerkstoff (im Automobilbau lange üblich)
- Biege- und Verleimtechnik
- zugbelastete Verspannungen
- Kastenbauweise
- Federn aus Puddelstahl (→ Stahl aus dem Fahrradbau)

Vorläufer in der Antriebstechnik

Viertaktmotor von Nikolaus Otto 1876. Zunächst als stationärer Motor. Patentgeschützt. 1886 erfolgreiche Anfechtung des Patents. Daher wurden ab diesem Jahr Fahrzeuge mit Benzinmotor (Benz, Daimler, ...) entwickelt.
Ziel: Stationären Motor automotivetauglich machen!

Herausforderungen:

- Flüssiger Kraftstoff
Benz: leicht siedendes Erdöl-Benzin (Ligroin), wurde in Drogerien als Fleckenwasser oder Waschbenzin verkauft.
- Vergasung:
Benz: Luft über Ligroin-Oberfläche leiten.
Später: Schwimmer-, Bürsten- oder Spritzvergaser für größere Mengen.
- Zündung:
Daimler: Glührohrzündler (entwickelt aus Flammrohrzündler stationärer Motoren), erlaubt keine hohen Drehzahlen.



Abb. 1.1-10

Erstes Prospekt eines Automobils (1888).



Abb. 1.1-11

Tricycle (1886).

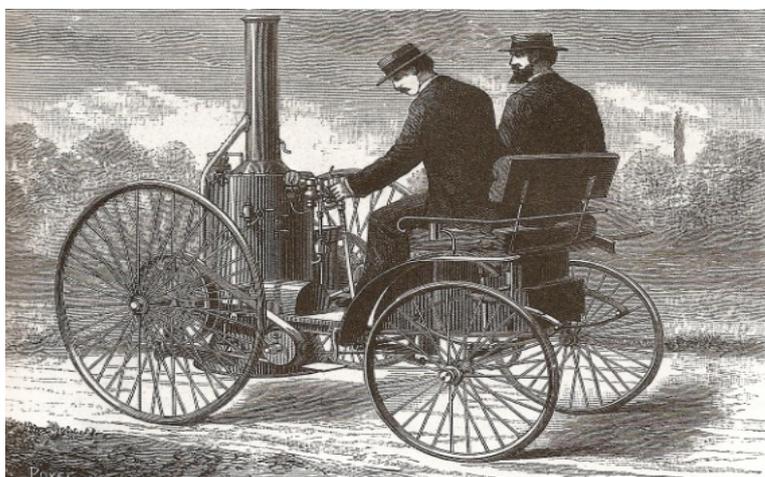


Abb. 1.1-12

De Dion Dampfwagen (1883).

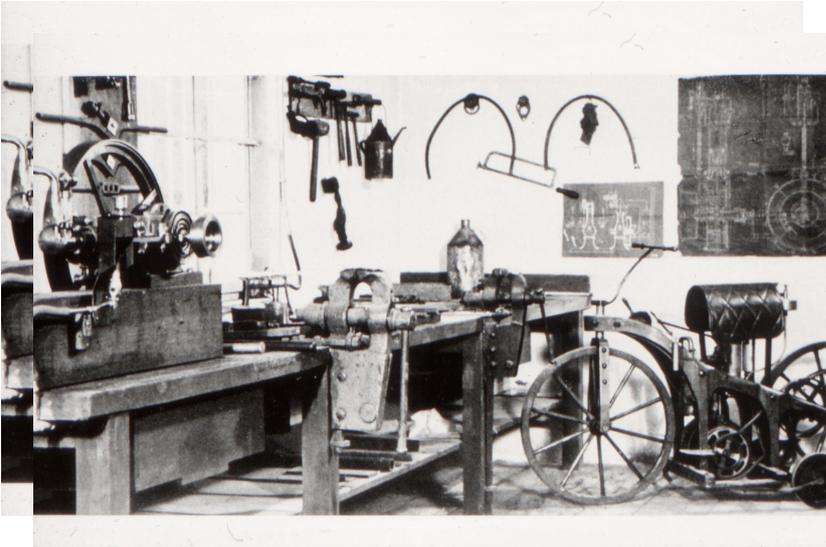


Abb. 1.1-13:

Werkstatt von G. Daimler (1885).



Abb. 1.1-14:

Motorwagen von G. Daimler (1887).



Abb. 1.1-15:

Fa. Benz & Co, Mannheim (1897).

Benz: gesteuerte elektrische Summerzündung (entwickelt aus Jan Lenoirs Hochspannungszündung). Konnte hohe Drehzahlen fahren, brauchte jedoch große Batterie

Diesel-Motor von Rudolf Diesel (1858 – 1922), geboren in Paris, studierte in München (Polytechnikum). Wollte Carnot'schen Kreisprozess verwirklichen. Erhielt 1892 das erste, grundlegende Patent für seinen Motor.

Die Pioniere des Automobilbaus konnten also auf viele Dinge bestehende Technologien zurückgreifen.

Das Système Panhard

Ablösung von den Vorbildern Fahrrad und Kutsche durch eigenständige Erscheinung und neue Anordnung der Komponenten.

Alte Anordnung:

Beispiel: Benz-Velo 1893 (=NF Patent-Motorwagen)

- Fahrerposition auf hinterer Sitzbank
- gegenüberliegende Vordersitzbank (wie in Kutsche, → kommunikativ)
- liegender 1-Zylinder-Motor, hinten
- senkrechte Lenksäule
- unterschiedlich große Vorder- und Hinterräder

Neue Anordnung:

- zwei hintereinanderliegende Sitzbänke (Fahrerlebnis für alle)
- Fahrersitzplatz vorne (freie Sicht)
- geneigte Lenksäule (Komfort)
- gleich große Räder (besserer Straßenlage)
- längerer Radstand
- niedrigere Rahmen (tieferer Schwerpunkt, bessere Straßenlage)
- schwererer Rahmen (höhere Steifigkeit, möglich durch größere Motorleistungen)
- Motor vorn (bessere Kühlung, gleichmäßigere Lastverteilung hinten/vorne für bessere Straßenlage)
- Zahnradgetriebe statt Flachriemenantrieb
- erstmalig gebaut von Panhard & Levassor 1899, Abb. 1.1-16.
Griff Kundenwünsche auf und prägte sie gleichzeitig,
Marketing um 1900 in Frankreich wesentlich professioneller als in Deutschland,
daher zunächst französische Automobile viel erfolgreicher (Benz frustriert).

Dampfantrieb

Um 1900 ausgereift, zuverlässig und von der Eisenbahn langjährig genutzt.

1902: Automobilsalon in New York

Dampf-	Benzin-	Elektrofahrzeuge
56	44	22

Beispiel für die Leistungsfähigkeit:

- 1881 La Rapide von Amédée Bollée 53 km/h
- 1906 Stanley Steamer, Rekord in Daytona, Florida 205 km/h (gerade erreicht, als Wagen explodierte), Höhepunkt der Dampfwagenentwicklung.

Abb.1.1-17: Stanley-Dampfwagen von 1911, (Tourenwagen, nicht Rekordfahrzeug!)

Gute Chancen der Nutzung für Individualmobilität.

Vorteile:

- gute Regelbarkeit des Antriebsmoments
- gute Regelbarkeit der Drehzahl
- einfacher Fahrtrichtungswechsel
- kein Schaltgetriebe
- leise
- angenehmes, liebenswertes Geräusch (wie eifrig japsender Hund)
- Diesel: „leise laufend, elastisch, zuverlässig, fast in jeder Hinsicht dem Benzinwagen überlegen“

Nachteile:

- hohes Gewicht durch Dampfkessel, Dampfmaschine, Brennstoff und Wasser
- hoher Wasserverbrauch (Nachtanken alle 30 – 50 km)
- lange Kesselaufheizzeit

Weiterentwicklung:

- hohe Drehzahlen
- hoher Druck
- Leichtbaukessel (Klavierdraht-Umspulung)
- Wassereinspritzung nach Kesselzündung zur schnellen Verdampfung
- Kondensation des Abdampfs zur Wassereinsparung (höhere Reichweite)

Aktuell: u.a nutzt BMW in einem Prototyp die Motorabwärme über eine Dampfturbine (Turbosteamer) und einen thermoelektrischen Generator (TEG) zur Steigerung der Energieeffizienz. Serienreife noch nicht geben. (Quelle: ah-pulz.bmw.de)

Elektroantrieb

Elektrifiziertes Fahrrad, Abb. 1.1-18.

Dem Elektroantrieb wurde um 1900 die Zukunft zugetraut.

Vorteile:

- unmittelbar verfügbar
- geruchsfrei (Umwelt spielte damals noch keine Rolle)
- keine Gangschaltung
- leise
- scheinbar mühelos
- keine schmutzigen Wartungsarbeiten
- elegant

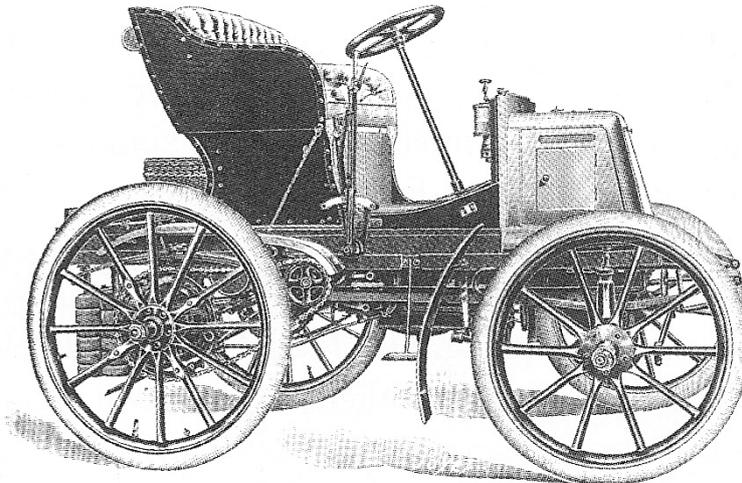


Abb. 1.1-16:

Benzinmotor, 1,5 l, 6 PS
Panhard & Levassor (1899).

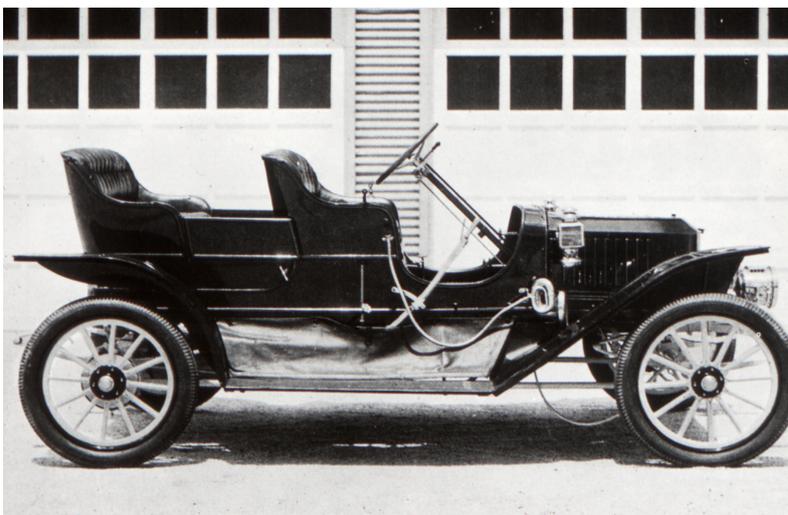


Abb. 1.1-17:

Tourenwagen mit Dampf-
trieb (Stanley, 1911).

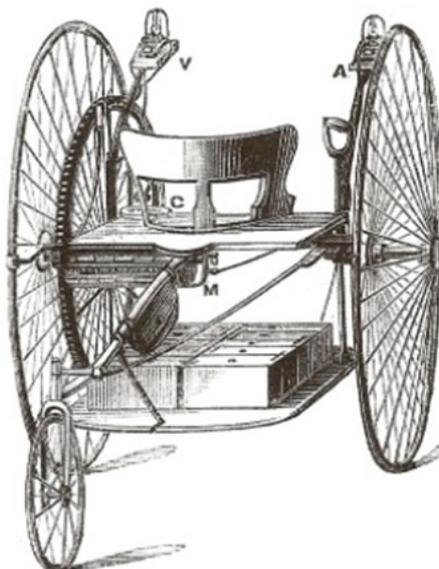


Abb. 1.1-18:

Elektrifiziertes Fahrrad:
Tricycle von Ayrtton & Perry,
1882

„Aristokrat der Motorwelt“, Abb. 1.1-19.

- Vertreter: Columbus Electric 1912
- gut auf US-Markt abgestimmt, da komfortabel

Schnell und leistungsfähig:

- 1895 Sieg bei Speedrennen über 5 Meilen durch Electrobat v. Henry Morris
- 1899 erstmalig über 100 km/h mit einem Automobil:
E-Fzg. Jamais Contente mit 2 Fulmen-Gleichstrommotoren, ca. 50 kW
und Torpedokarosserie, Abb. 1.1-20. Antrieb elektrisch, Strom aus
Verbrennungsmotor und Generator.

Unterstützung von außen:

- Elektroindustrie baute flächendeckendes Netz auf
- begrüßte daher Entwicklung von E-Mobilen

Nachteile:

- Energiespeicher
 - o geringe Reichweite
 - o hohes Gewicht
 - o empfindlich gegen Ladefehler
 - o lange Ladezeiten
 - o hohe Kosten
 - o doppelter Batteriesatz → noch höhere Kosten

E-Infrastruktur noch nicht genügend ausgebaut, Abb. 1.1-21.

Funktionierende Anwendungen:

- professionell gewartete Flotten in Städten, z. B. Taxiunternehmen, Abb. 1.1-23
- aktuell 2014:
 - o BMW i3, Abb. 1.1-24
 - o VW e-Golf

Konkurrenz Benzinfahrzeuge:

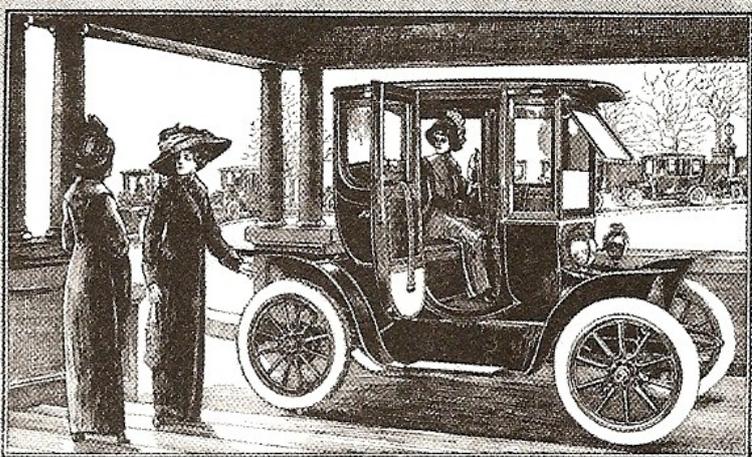
- gut geeignet für lange, sportliche Überlandfahrten
- zunehmend geräusch- und geruchsarm
- Abenteuer (rau, aggressiv, „Seele“)

Konsequenz:

- das Überlandfahrzeug (Benzin) wurde stadttauglich
- das Stadtfahrzeug (E) wurde nicht überlandtauglich

Maßnahmen zur Verbesserung:

- Transfer von Straßenbahn-Technologien
 - o E-Motoren mit hohem Wirkungsgrad
 - o Rekuperation



THE COLUMBUS ELECTRIC

"The Aristocrat of the Motor World"

A thing of beauty, grace, and symmetry, our 1912 Model 1220 embodies a degree of luxury, comfort, and refinement never before attained in any car.

The perfection of its mechanism proves itself in its wonderful efficiency, perfect simplicity, absolute safety, and noiseless operation.

It is the final word in motor-car supremacy.

Write for Catalog 62-E.

THE COLUMBUS BUGGY COMPANY
562 Dublin Ave. Columbus, Ohio

Abb. 1.1-19:

E-Fahrzeug als Komfortfahrzeug:
Werbeanzeige für das
E-Fahrzeug Columbus Electric
USA (1912).

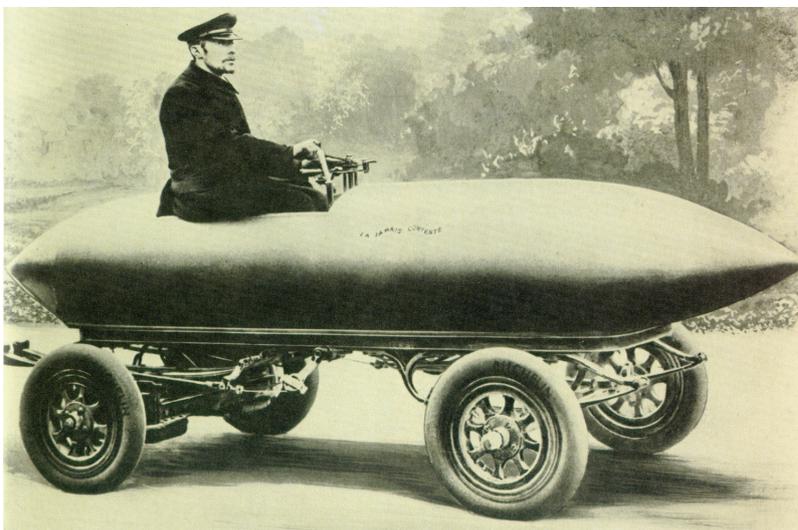


Abb. 1.1-20:

Rekordwagen von Jenatzky
(1899).

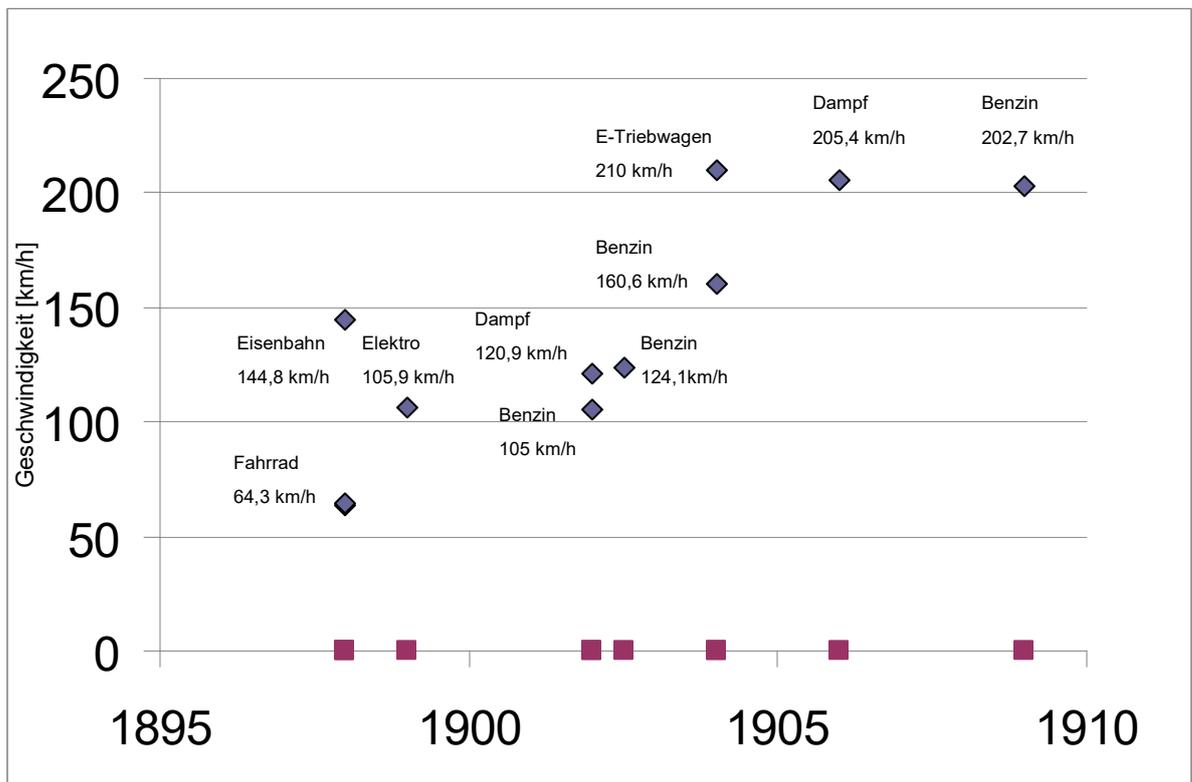


Abb. 1.1-22:
Geschwindigkeitsrekorde in der Anfangszeit des Automobils.

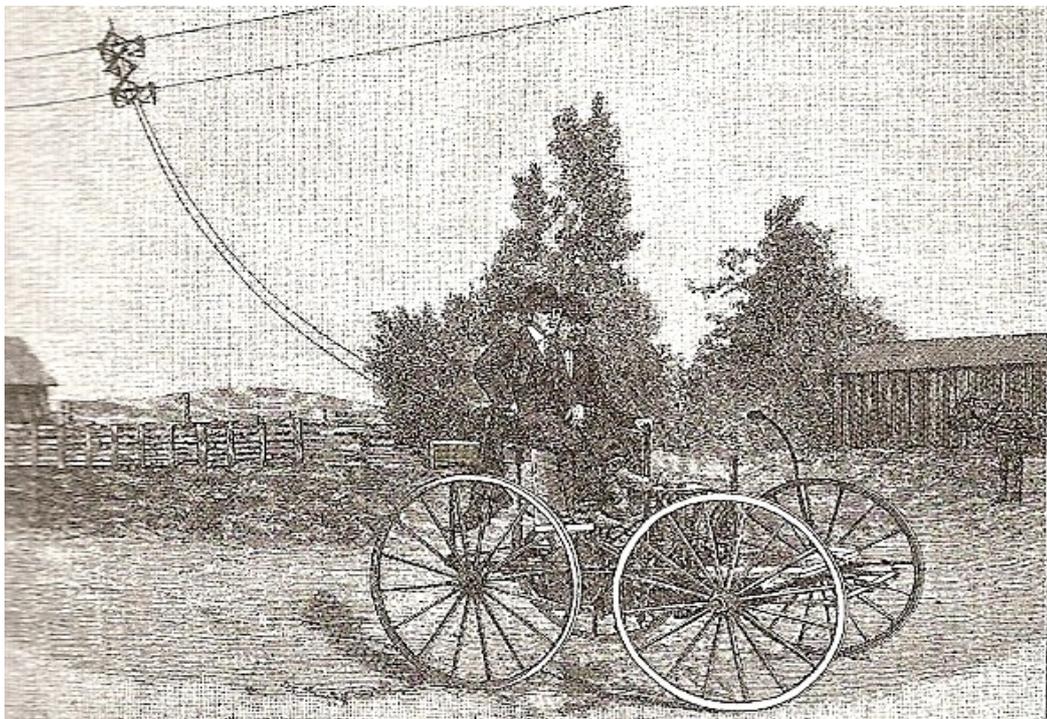


Abb. 1.1-21:
Oberleitung-E-Fahrzeug auf sog. „Autobahn“.

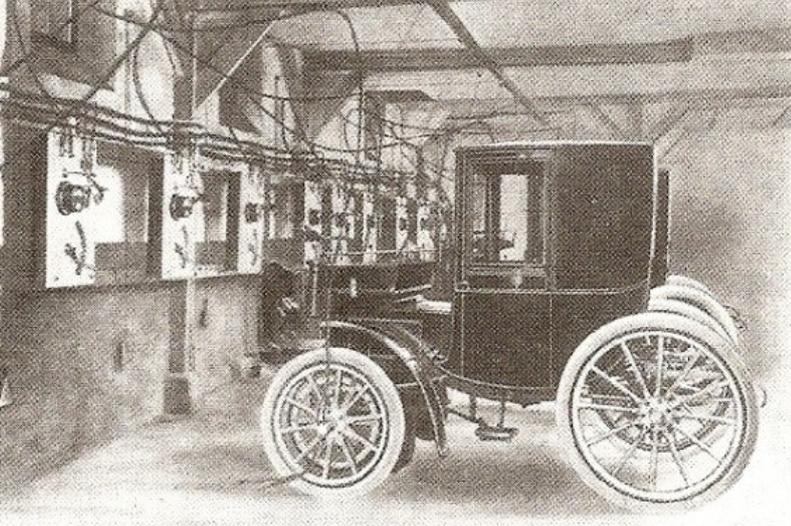


Abb. 1.1-23:

Elektrische Taxiflotte (um 1900).



Abb. 1.1-24:

BMW i3

bmw.de

- Lohner Porsche 1900 mit 2 Radnabenmotoren an der kinematisch präzise ausgelegten Lenkachse (Vorderachse) mit je 7 PS maximal über max. 20 min., Reichweite 50 km, Masse Fahrzeug 1000 kg, Akku 300 Ah, 80 V, Masse Batterie 410 kg, Masse Rad incl. Motor 120 kg, min. 17 km/h, max. 50 km/h, E-Bremse vorn, mech. Bremse hinten. Preis 10 – 35 T Österr. Kronen.
(Kunden z. B.: Emil Jellinek, Firma Panhard-Levassor Fürst Egon von Fürstenberg, Ludwig Stollwerck, Baron Nathan Rothschild, Fürst Max Egon von Thurn und Taxis)
Abb. 1.1-25.
- Lohner Porsche 1900 mit 4 Radnabenmotoren zu je 2,5 PS (erstes allradgetriebenes Fahrzeug) für den Renneinsatz, v_{\max} 60 km/h, Masse Batterie 1800 kg. Gefertigt für den Amateurrennfahrer E. W. Hart, Abb. Abb. 1.1-26.
- Antriebsprinzip genutzt beim Mond-Fahrzeug, Apollo 15, 1971: 4 Radnabenmotoren, Abb. 1.1-27.
- Aktueller Prototyp: Volkswagen eT (Kurierfahrzeug, staatlich gefördert)
noch keine Serienproduktion, 2 Radnaben-Elektromotoren zu je 48 kW (Peakleistung) an der Hinterachse, Peakdrehmoment je 1050 Nm, Lithium-Ionen-Batterie 32 kWh, Höchstgeschwindigkeit 110 km/h, vgl. Abb. 1.1-28.
- Hybridfahrzeug Lohner Porsche „Mixte-Wagen“ 1902:
 - 4-Zylinder Daimler-Benzin-Motor treibt Generator und lädt Akku, Akku treibt Radnabenmotoren,
 - Vorteile:
 - Erhöhte Reichweite
 - Erhöhung Bedienkomfort durch Wegfall des Getriebes
- Auch Bugatti nutzte Verbrenner als integriertes Ladegerät
- Nachteile Hybrid:
 - komplexes System
 - teuer
 - schwer
 - ineffizient durch mehrfache Energiekonversion

Warum sind heutige Hybridfahrzeuge besser?

- Sensorik
- modellbasierte Regelung
- vorausschauendes Fahren
- bessere Batterien

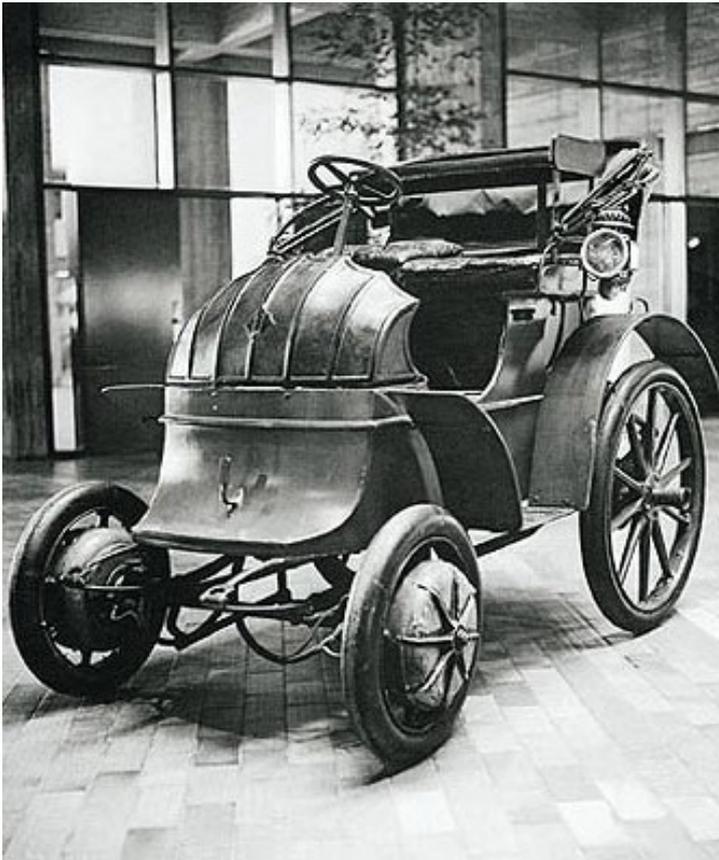


Abb. 1.1-25:

Lohner Porsche (1900).

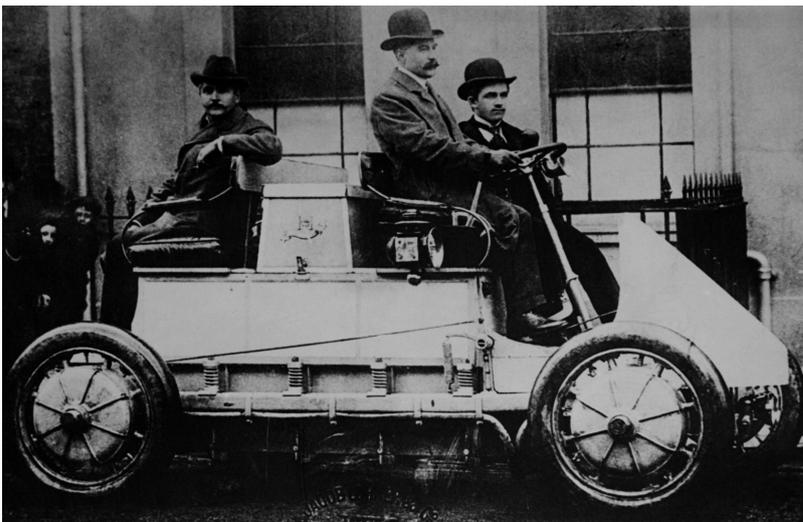


Abb. 1.1-26:

Lohner Porsche mit Allradantrieb
(1900).

Benzinfahrzeuge

- Vorteile:
 - autarke Bewegung auf den Landstraßen möglich → Individualmobilität
 - große Strecke mit wenig Benzin
 - verbesserte Kühleinrichtungen → wenig Kühlwasserverbrauch
 - zunächst Lampenöl, später Benzin (Fleckenwasser, Benzol), überall zu kaufen oder mit der Bahn vorweg schicken
 - Aufbau Infrastruktur:
 - Benzin in Wirtshäusern und Drogerien
 - Aufbau Tankstellennetz
z. B. Deutsch-Amerikanische Petroleum-Gesellschaft (DAPG), Kraftstoff „Dapolin“: 350 Tankstellen im dt. Kaiserreich.
 - Fühlbarkeit der Geschwindigkeit (Motorsound)
- Nachteile:
 - Getriebe schwer und brutal zu schalten → Versuch, Getriebe zu vermeiden
- Ansatz:
 - 1902 Benzinmotor und Dampfmaschine in einem Motorblock, je 2 Zylinder, in den Dampfzylindern Ausnutzung der Wärme der Verbrennungszylinder.

Mensch-Maschine-Schnittstelle

Autofahren bestand früher aus dem Bedienen der Maschine sowie dem Halten des Kurses. Dies erforderte eine sehr komplexe Bedienung. Daher anfänglich immer 2 Personen. Geblieben im deutschen Sprachgebrauch sind bis heute: Fahrersitz und Beifahrersitz. In USA, wo Komfort stets im Vordergrund stand und steht: „driver seat“ und „passenger seat“.

Heute dreht man Zündschlüssel oder drückt auf Startknopf.

Startvorgang damals:

- komplette Überprüfung des Fahrzeugs, Abschmieren
 - Benzinhahn öffnen (unter Motorhaube oder am Fzg-Heck)
 - langes Pumpen im Fußraum (Benzin-Förderdruck)
 - Vergaser primen (mit Benzin fluten, Anlassluftklappe (Choke) schließen)
 - bei kaltem Wetter: Anspringhilfe durch Einbringen von leicht siedendem Anlassbenzin in spezielle Zylinderkopfoffnungen
 - Handgashebel am Lenkrad auf Halbgas stellen
 - Zündung auf „spät“, Lufthebel in Startposition
 - Zündschalter auf „ein“
 - Motor mit Handkurbel anwerfen (gefährlich bei Rückschlag), Abb. 1.1-29
 - wenn angesprungen, Anlassluftklappe am Vergaser öffnen
 - Motorhaube schließen
 - am Fahrerplatz Motorlauf mit Handgas, Lufthebel und Frühzündung einregeln
- ➔ Mehrfaches Verlassen des Fahrerplatzes erforderlich.

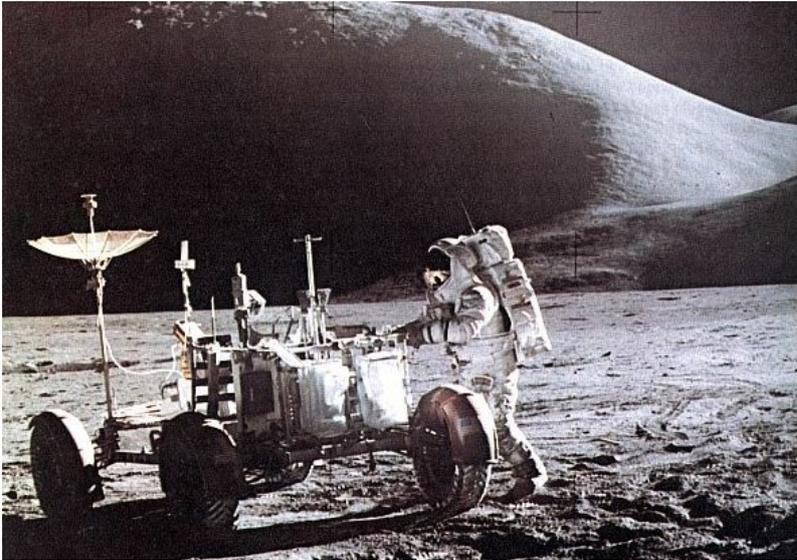


Abb. 1.1-27:

Mondfahrzeug, Apollo 15
(1971).



Abb. 1.1-28:

Volkswagen eT



emobility.volkswagen.de



Abb. 1.1-29:

Gefährliches Unterfangen:
Anwerfen des Fahrzeugs
(1928).

Während der Fahrt:

- Abstimmung Luftzufuhr und Zündzeitpunkt
- Benzinzufuhr
- alle 15 Meilen mit Handpumpe Schmierung

Geschwindigkeit ändern:

- Motoren sehr unelastisch → fast nur eine Geschwindigkeit mit Leistung und rundem Lauf
- Gashebel bewirkt keine Geschwindigkeitsänderung
- Geschwindigkeit eher mit Zündzeitpunkt variieren
- Herunterdrosseln von optimaler Drehzahl
 - o Zündung verstellen oder
 - o Hub des Einlassventils reduzieren → Drosseln, engl. „throttling“, heute engl. Begriff für Gaspedal „Throttle“,
WOT wide open throttle = Vollgas
- typisch 3 Gänge → nur 3 schmale Geschwindigkeitsbereiche verfügbar → engl. Begriff für Gang = „speed“. Vorausschauende Fahrweise erforderlich, in der Stadt sehr schwierig, über Land einfacher.

Schalten:

- schwierig, viel Gefühl und Erfahrung erforderlich
- Zwischengas fast nicht möglich (Motor träge durch große Schwungscheibe und schlechte Elastizität)

Bremsen:

- geringe Wirkung
- bis 1915 nur HA gebremst → fahrdynamisch kritisch
- Seilzugbremsen zogen sehr ungleichmäßig

Vibrationen:

- schlechte Straßen
- schlechte Federung

Reifen:

- Luftreifen Verbreitung ab 1895
- viele Pannen, Abb. 1.1-30
- profillos
- dünnwandig
- kein Rußbeimischung → schnelle Alterung

Beleuchtung:

- zunächst nur Positionslichter (gesehen werden, Kerze, Öl, Petroleum)
- dann Scheinwerfer (Straße ausleuchten)
- typisch: Karbidlicht. Zentraler Acetylenezeuger durch Zutropfen von Wasser, Schläuche leiten Gas zu den Lampenbrennern
- später elektrische Beleuchtung, allerdings zunächst Glühfäden nicht vibrationsfest

Tanken:

- Ablauf:
 - o Sitzkissen abnehmen
 - o Trichter einführen
 - o Kraftstoff aus vielen kleinen, verplombten Behältern eingießen
- später Tank im Motorraum
- nach 2. Weltkrieg: Motorhaube muss zum Tanken nicht geöffnet werden

Kühlwasser:

- Thermometer am Kühlerverschluss, also vorne
- später „Fernthermometer“ (Abb. 1.1-31)

Heute komplexe Bedienung nur im Profirennsport (Abb.. 1.1-32) wo differenzierte Einstellmöglichkeiten zur Optimierung von Rundenzeiten erforderlich.

Offene Karosserie:

- Wetterschutz-Kleidung erforderlich
- Fahrer- und Beifahrerplätze seitlich offen
 - o Bedienung außen liegender Gang- und Bremshebel
 - o Leichtes Aus- und Einsteigen für die vielen Bedienungsaufgaben
- Sitze mit gefettetem Leder (Regenwasser)
- Windschutzscheibe
 - o Schnelle Verschmutzung → dramatische Einschränkung der Sicht
 - o Glasbruch gefährlich bei Unfällen
- druckwasserfeste Kleidung (Leder, Schutzbrille, ...)
- Spritzwasser (Pfützen)
- Staubentwicklung

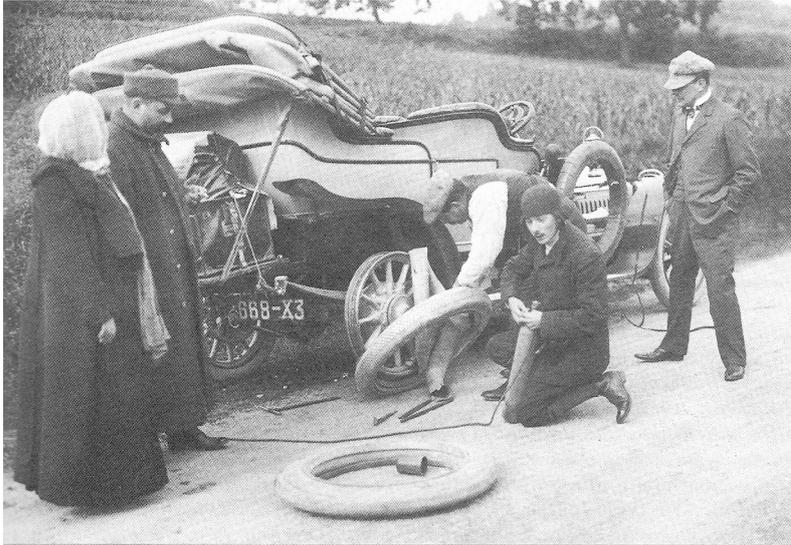


Abb. 1.1-30:

Reifenpannen führten zu häufigen Fahrtunterbrechungen.

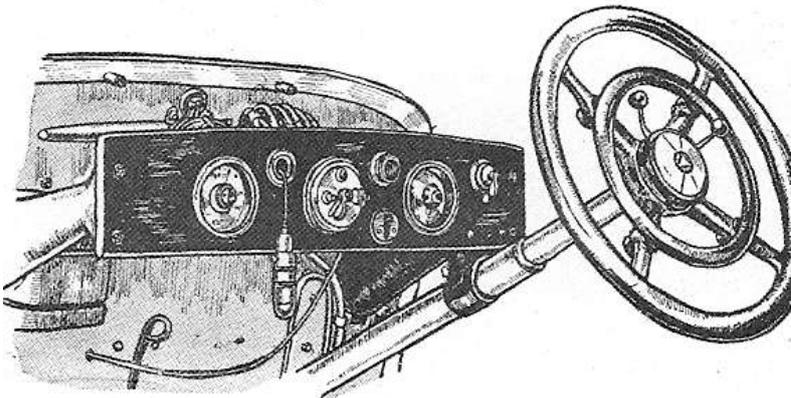


Abb. 1.1-31:

Bedienerfreundliches Cockpit (1928).



Abb. 1.1-32:

Rennlenkrad Formel 1 (2008).

Maßnahmen:

- 1904: Gründung einer Gesellschaft zur Bekämpfung des Straßenstaubs, Forderung: feste, glatte Fahrbahndecken
- 1914: 88% Schotterstraßen, 12% gepflastert, 0,1% automobiltaugliche Beläge.
→ Starke Staumentwicklung, Abb. 1.1-33.
- Reaktion: Maßnahmen am Auto
 - o Bessere Fahrwerke
 - o Agilere Fahrzeuge (bessere Ausweichmöglichkeiten)
 - o Stromlinienförmige Fahrzeugestromlinienförmige Karosserie, Abb. 1.1-34
- zunächst unten rund und oben flach, später umgekehrt (zur Verbess. Fahrleistung), Stufenheck mit Abrisskante
Auftrieb → Spoiler

Anfangs gab es in Deutschland ein geringes Interesse an Motorwagen, desweiteren war die nutzergerechte Auslegung und Marketing in Frankreich besser. Automobil galt zunächst als gefährlich (mangelnde Geschwindigkeitserfahrung), laut und stinkend, Fahrer als rücksichtslos.

Motive:

- wie Fahrrad: Freizeit-, Natur- und Erlebnismaschine (Radfahrer waren die ersten Autokäufer)
- Abenteuerlust
- Lust an Geschwindigkeit
- individuell verfügbare Geschwindigkeit
- schneidige, sportliche Aktivität (→ junge Offiziere)
- leichtere Überbrückung von Distanzen
- später: sozialer Aufstieg (anfänglich konnte sich nur das Großbürgertum ein Automobil leisten)
- Fortschrittlichkeit, Aufgeschlossenheit für Technik (z.B. Konsul Jellinek, Tochter = Mercedes)
- Emanzipation des Individuums vom schwerfälligen öffentlichen Verkehr
- naturwüchsige Eroberung der Welt
- Emanzipationsmaschine für Frauen und Arbeiter

Image:

- wegen aggressiver Fahrweise und Gefahr eher schlecht, Abb. 1.1-35
- positiv: technische Mobilität
- negativ: Rücksichtslosigkeit
 - Rudolf Daimler zögerte mit Kauf eines Benzinautos bis er von seinem Sohn Egon gedrängt wurde.
 - Kaiser Wilhelm II: „Solange ich warme Pferde besitze, werde ich mich nicht in solch einen Stinkkarren setzen.“
Er schlug vor, jeden Chauffeur mit Schrot in den Hintern zu schießen.
Erstes Automobil kaufte er 1904 (Mercedes). 1909: 15 Fzge., davon 3 E-Fahrzeuge (Mercedes und Lloyd-Krieger).

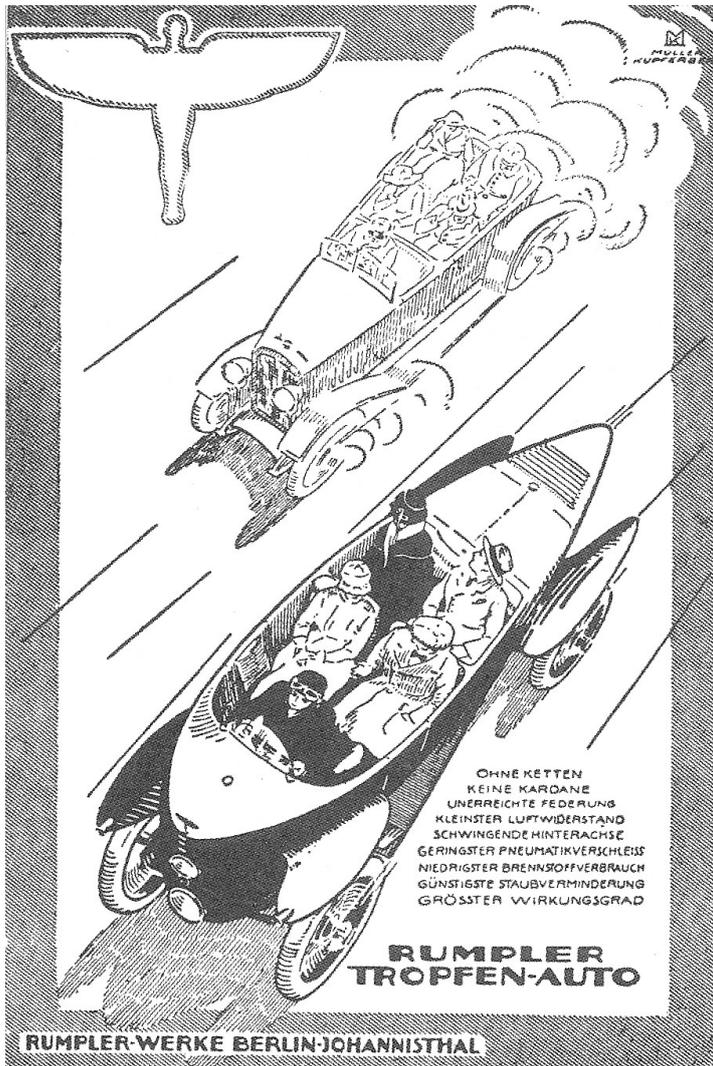


Abb. 1.1-33:

Staubentwicklung als unangenehmster Nachteil des Automobils.

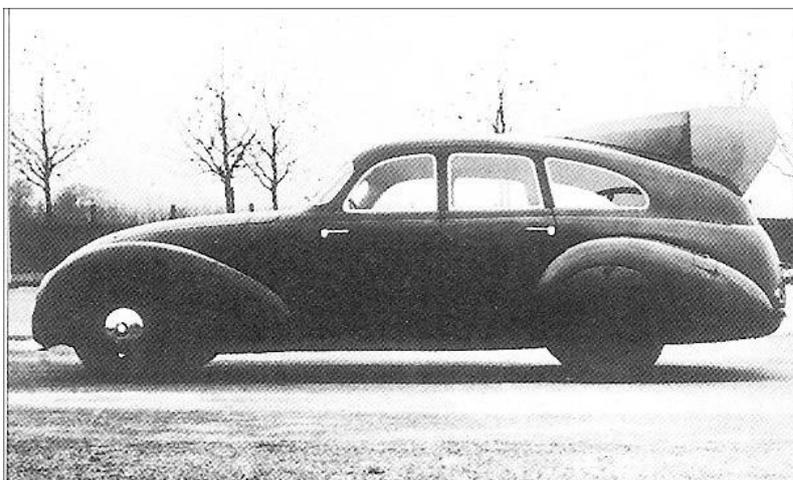


Abb. 1.1-34:

Fahrzeug mit Kamm-Heck (1939).

- Red Flag Act in Großbritannien (1865):
 - o Min. 3 Personen (Fahrer, Mechanist, ein vorausgehender Fußgänger als Flaggenträger (später durch Hupe ersetzt)), Abb. 1.1-36
 - o Geschwindigkeitsbegrenzung: Max. 2 mph (3,2 km/h) in der Stadt, max. 4 mph über Land

Gilt als Initiative der Pferdelobby zur Verhinderung der Motorwagenverbreitung.

Clubs:

- gewannen als Interessensvertretungen der Automobilisten durch Veranstaltungen (Rennen, Leistungsfahrten, ..., Abb. 1.1-37) hohe Aufmerksamkeit und bald hohen politischen Einfluss.
- versuchten Schwarze Schafe in eigener Regie zu disziplinieren
- staatliche Regelungen 1906 bis 1910 in Kraft getreten:
 - o Haftpflichtgesetz
 - o Verkehrsvorschriften
 - o Strafvorschriften
- damit Pionierzeit des ungebundenen Fahrens beendet

Kosten:

- ab 1906 für ein Automobil Luxussteuer
→ Wirtschaftlichkeitsrechnungen kamen in Mode (Vergl. m. Pferdekutsche)
- Doktorwagen: steuerlich begünstigt (Geschäftswagen für Hausbesuche)
- 1909: 10 Mark für 100 km (6 M. Gummi, 3 M. Benzin, 0,65 Öl, Karbid 0,35 M.), damals für 10 000 M. Haus, 10 M. entsprachen also etwa 300 €.
- heute: ca. 10 - 20 € für 100 km
- Chauffeur: 1200 – 1500 M./a.
- Reparaturkosten, viele Spezialwerkzeuge
- Kosten zum Vorausschicken von Benzin mit der Bahn (also keine besondere zusätzliche Infrastruktur nötig, aber Fahrer musste sich um alles kümmern).

Hauptaufgaben bis etwa 1940:

- Standfestigkeit (Motor, Getriebe, Fahrwerk usw.)

Hauptaufgaben heute:

- Fahreigenschaften (Sicherheit im Grenzbereich, Fahrkomfort)
- Unfallsicherheit (aktive, passive, autonomes Fahren)
- Energiebedarf (E-Mobilität, regenerative Energiegewinnung, Energieeffizienz)
- Umwelt
- Recycling
- Verkehrsfluss (Regelung, Steuerung, Vernetzung)
-



Abb. 1.1-35:

Automobilrennen, Karikatur (1903).



Abb. 1.1-36:

Red Flag Act, Gesetz in Großbritannien (1865 – 1896).



Abb. 1.1-37:

Wettfahrt „Rund um die Welt“ (1908), Ankunft des ersten Wagens in Paris nach 28.000 km und 5,5 Monaten Fahrzeit.



Abb. 1.1-38:

Austro Daimler (1923).

Deutsches
Automuseum,
Schloß Langenburg.

1.2 Produktion von Kraftfahrzeugen

Die Anfänge:

- zunächst Werkstattfertigung
- Einzelstückfertigung
- hohe Fertigungstiefe
- kaum Standards (z. B. Anordnung Bedienelemente, z.B. Pedale oder eigene Schrauben bei Bugatti)
- sehr lange Wege der Werkstücke während der Fertigung, z. B. Cadillac, 4525 Arbeiter bauen 2984 Autos im Jahr 1913

Fords Produktionssystem, Abb. 1.2-1.

- rationelle Fertigung seit 1913
- Ansatz
 - o alle Maschinen und Arbeitsplätze in der Reihenfolge der Bearbeitung angeordnet
 - o Taktung zur Synchronisation
- Vorteile:
 - o dramatische Wegverkürzung (z.B. Motorblock 4000 ft → 334 ft.)
 - o dramatische Effizienzsteigerung (z.B. Endmontage 750 Min → 93 Min.)
- Nutzung bekannter Systeme:
 - o Fließband zur Transporterleichterung zwischen den Stationen, Vorbild Schlachthöfe in Chicago, Abb. 1.2-2 Produktionssystem Frederick Winslow Taylor

Winslow Taylor

- untersuchte Bewegungsabläufe von Arbeitern
- strukturierte die Abläufe
- Einführung von Laufzetteln mit Arbeitsanweisungen
- o Austauschbarkeit von Teilen durch hohe Maßhaltigkeit
 - zuvor fahrzeugindividuelle Einpassung → riesige Toleranzen
 - Vorläufer Nähmaschinen- und Revolver-Fertigung
 - erstmalig eingesetzt im Automobilbau von Cadillac, Demo: 3 Autos zerlegt, Teile gut gemischt, neu zusammengebaut, anschließend 500 Meilen auf Brooklands-Rennbahn gefahren
- o Vanadiumstahl (leichte, homogene Teile)
- o gehärtete Betriebswerkzeuge
- o Pressverfahren
- o Einsatz vieler Grenzleeren
- o Bohrwerke (z. B. 40 Spindeln für Motorblock)
- o geringe Fertigungstiefe (Zukauf Fahrgestelle, Getriebe, Motoren, ...; später jedoch Gegenbewegung der „vertikalen Integration“: Fabrik völlig unabhängig durch Zukauf von Stahlwerken, ...)

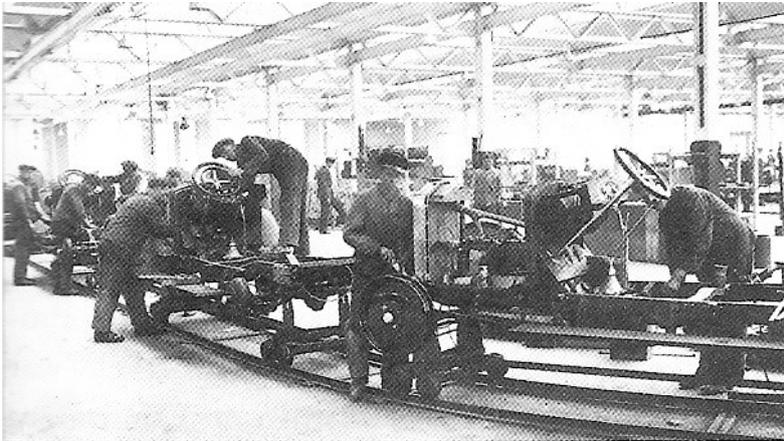


Abb. 1.2-1:

Fließband in der
Fahrwerkproduktion,
Ford, USA.

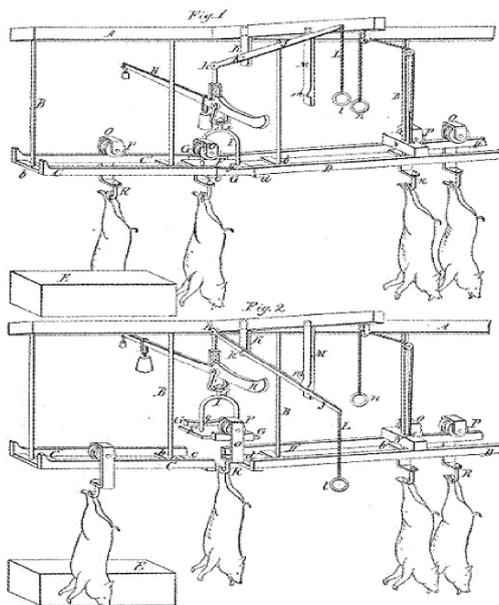


Abb. 1.2-2:

Vorbild für rationelle
Fahrzeugproduktion:
Schlachthof Chicago (1896).

- Große Stückzahlen
 - o T-Modell 1913 – 1927 15 Mio. Fzge.
 - o allein in 1924 2 Mio. Fzge. (bis heute Weltrekord für ein einzelnes Modell)
 - o An den 15 Mio. Fahrzeugen hätte Cadillac 5000 Jahre gebaut.
- Arbeitsbedingungen
 - o hohe Leistungsanforderung
 - o gute Bezahlung
- Erfolgskriterien:
 - o T-Modell war undifferenziertes Einheitsprodukt (heute hingegen starke Individualisierung)
 - o leicht zu bedienen
 - einfaches Planetengetriebe
 - Fahrpedal: je tiefer gedrückt, um so schneller
 - 2. Pedal für Rückwärtsgang
 - o hohe Bodenfreiheit (schlechte Straßen auf dem Land in den USA)
 - o robust
 - o 4 Zylinder, hohes Drehmoment, hohe Elastizität
 - o einfach zu reparieren
 - mitgeliefertes Fragen- und Antworten-Buch
 - universelles Werkzeug
 - Originalteil-Versand per Post
 - o eine geschickte Mischung aus Produkt- und Prozessinnovation
- Krise durch Festhalten am unmodernen Einheitsprodukt

Der GM-Ansatz

- „A car for every purse and every purpose“ (Ein Fahrzeug für jeden Zweck und jeden Geldbeutel)
- viele Farben, Ausstattungsvarianten, Leistungsvarianten
- jedes Jahr Modellerneuerung
- breites Angebot scheinbar verschiedenen Marken
- ebenfalls Verwendung einer hocheffizienten Fertigung nach Fords Vorbild
- allerdings Maschinen flexibler (für viele verschiedene Modelle und Modellwechsel)
- viele Gleichteile
- mehrere, scheinbar unterschiedliche Marken (-> lebenslang GM-Kunde)

Produktion in Deutschland

- nach 1. Weltkrieg
 - o kleiner, luxusorientierter Markt
 - o geringe Stückzahlen
 - o große Modellvielfalt
 - o hohe Preise
 - o Qualitätsfahrzeuge (-> wie auch noch heute)

- Konkurrenz USA:
 - o billiger
 - o größer
 - o repräsentativer
 - o komfortabler
 - o einfacher zu fahren

- Krise der deutschen Hersteller
 - o Deutsche Firmen nicht konkurrenzfähig
 - o viele Schließungen und Zusammenschlüsse
 - Daimler + Benz 1926
 - Audi, DKW, Horch + Wanderer → Auto Union 1932
 - o Ansatz: Übernahme Ford-Produktionssystem
 - politisch attraktiv: Wohlstand für Arbeiter zur Entschärfung sozialistischer und kommunistischer Tendenzen
 - Kritik von politischer Linke
 - Kritik von Ingenieuren (plädierten für handwerkliche Qualität) → „Elitefahrzeuge gegen die automobiler Demokratisierung der USA“ (Möser 2002)
 - technisch waren deutsche Fahrzeuge den US-Fahrzeugen deutlich überlegen
 - Vernachlässigung von Komfortaspekten.
 - etliche Komfort-Neuerungen kamen aus USA: hydraulische Bremsen, leichtgängige Schaltungen, Startautomatik, ...

- damit ähnliche Situation wie heute.
- Deutsche Fahrzeuge in den USA um 1990 z.T. unverkäuflich, da kein Cup Holder an Bord ...
- 2013: Deutschland auf Platz 4 der weltweiten Pkw + Light Truck-Produktion. Besonders wichtig für Deutschland: Export.
- Gesamtfahrzeugproduktion seit 2006 in China höher
- Herausforderung der Zukunft: Emerging Markets
- wiederum die Anforderung: Autos so bauen, dass sie kundengerecht sind (bezahlbar, attraktiv, umweltfreundlich, ...).

Weltproduktion an Kraftfahrzeugen 2013:

87,3 Millionen Kraftfahrzeuge (PKW + NFZ, Stand 2013, Quelle: OICA)

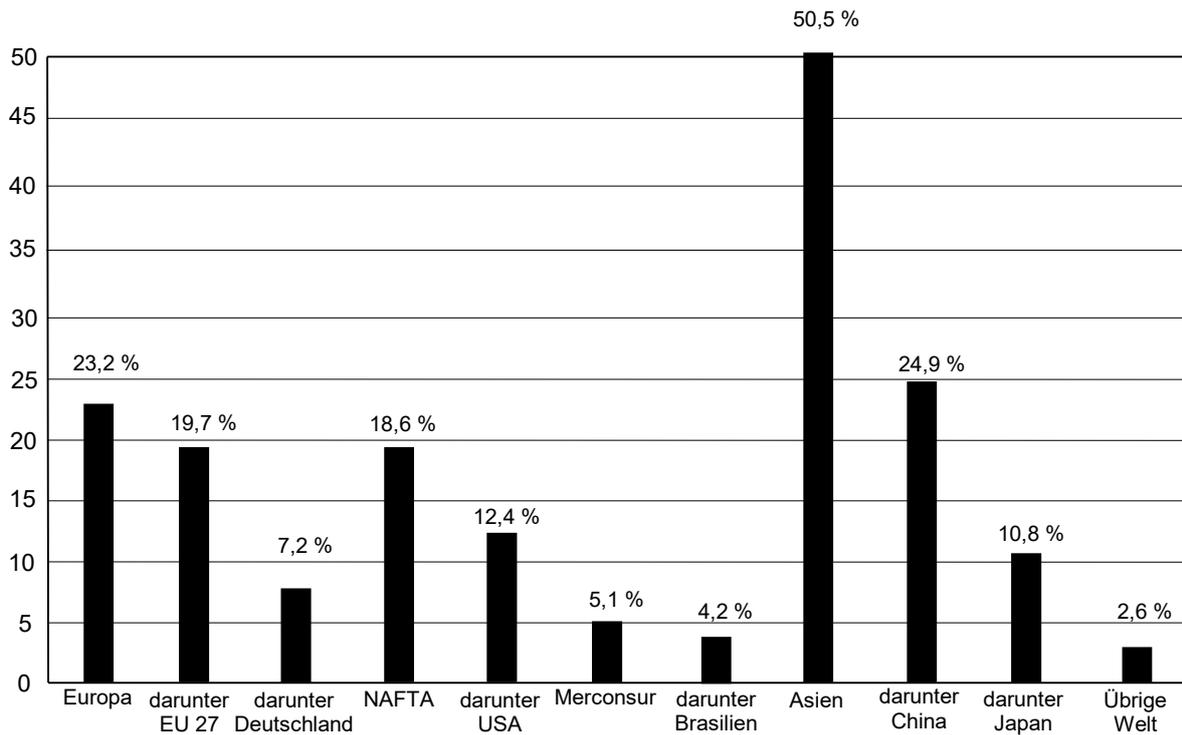
Davon Produktion in Deutschland:

5,7 Mio. (4. Stelle Weltrangliste, 3. Japan, 2. USA, 1. China; Quelle: VDA & OICA)

In- und Auslandproduktion deutscher Automobilkonzerne:

14,1 Millionen, mit ca. 77 % Exportanteil (Quelle: VDA)

Anteil der deutschen Konzernmarken an der Weltautomobilproduktion: 16,1 %



NAFTA: North American Free Trade Agreement (Kanada, USA, Mexiko)

Mercosur: Bezeichnung für den gemeinsamen Markt Südamerikas (Argentinien, Brasilien, Paraguay)

Abb. 1.2-3: Weltautomobilproduktion 2013

Zurückliegende Entwicklung: **Abb. 1.2-4** und **Abb. 1.2-5**.

In Deutschland größte Marktanteile 2013 (Neuzulassungen):

~ 21,8 %	VW	(Bestand: 21,4%)
~ 9,4 %	Mercedes	(Bestand: 9,3%)
~ 9,0 %	BMW	(Bestand: 7,2%)
~ 8,5 %	Audi	(Bestand: 6,5%)

Zurückliegende Entwicklung: **Tab. 1.2-1**.

(Quellen: VDA – Verband der Automobilindustrie, Kraftfahrt-Bundesamt)

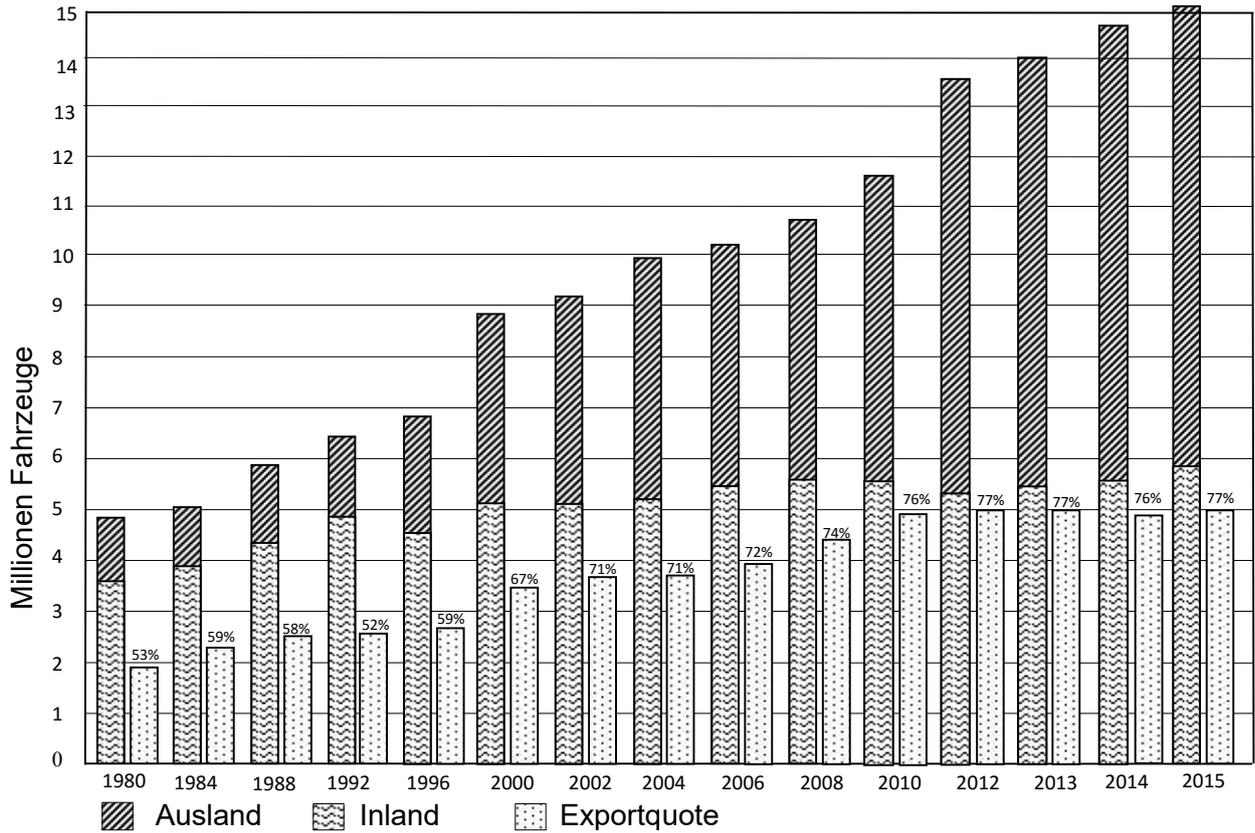


Abb. 1.2-4: Automobilproduktion und Export deutscher Hersteller (PKW).

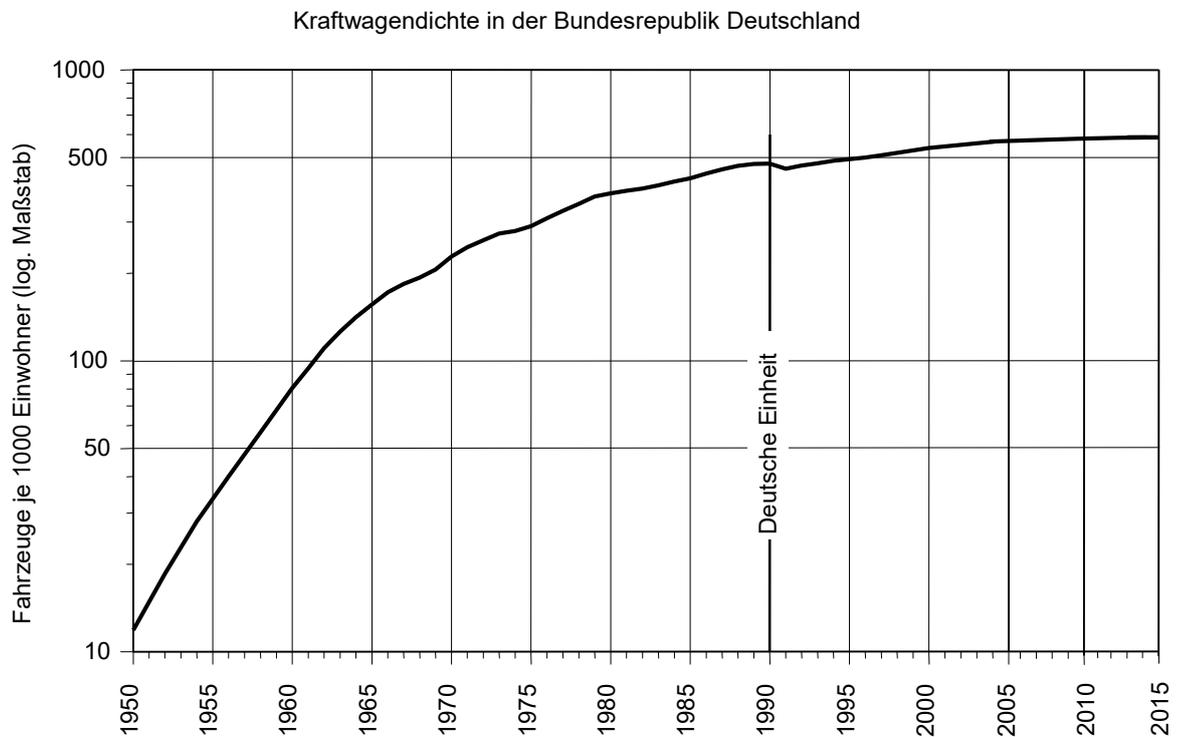


Abb. 1.2-5: Entwicklung der Kraftwagendichte (PKW und Kombi) in der Bundesrepublik Deutschland.

Weltproduktion von Automobilen (Pkw und Nfz (2013)): 87,3 Millionen

Marktanteile von Neuzulassungen im Bundesgebiet (Pkw und Kombiwagen) [%]

Hersteller/ Herkunftsland	1980	1984	1988	1992	1996	2000	2004	2006	2008	2010	2012	2013	2014	2015
Audi	8,6	6,0	6,7	5,7	6,1	6,9	7,1	7,4	7,6	7,8	8,6	8,5	8,4	8,4
BMW (Mini)	5,7	6,7	6,4	6,2	6,5	7,0	8,5	8,6	9,2	9,1	9,2	9,0	9,0	9,0
Mercedes-Benz (^{'98 bis '07 DaimlerChrysler})	10,3	9,8	10,0	6,5	8,2	11,7	11,0	9,9	11,7	9,6	9,2	9,4	9,8	8,9
Ford	10,4	12,2	10,0	9,5	11,4	7,1	7,5	7,0	7,0	6,4	6,7	6,3	6,9	6,2
Opel	16,6	14,5	13,4	17,2	16,3	12,1	10,2	9,6	8,3	8,0	6,9	7,0	7,2	7,2
VW	21,7	21,9	22,2	20,7	19,0	19,1	18,4	19,9	19,9	21,0	21,8	21,8	21,6	21,4
Citroën	1,9	1,6	1,4	1,6	1,3	1,5	1,8	2,4	2,4	2,3	2,0	1,6	1,7	1,6
Fiat, Lancia, Alfa Romeo	4,1	5,1	4,8	3,6	5,0	3,7	2,5	2,7	3,1	3,0	2,7	2,5	2,3	2,3
Peugeot	1,4	1,9	2,5	2,9	2,4	2,9	3,7	3,2	3,1	2,9	2,3	1,9	1,8	1,7
Renault, Dacia	4,7	3,5	2,7	5,1	5,3	5,6	5,0	4,3	4,8	5,3	4,9	4,9	5,1	4,9
Skoda					0,6	2,1	3,0	3,4	3,9	4,5	4,8	5,4	5,7	5,6
Japan	10,4	12,0	15,2	14,0	11,6	9,1	10,1	11,0	11,8	9,8	9,1	8,6	8,8	9,0
Südkorea							2,5	2,9	2,8	3,8	5,1	5,3	5,1	5,2
Sonstige	4,2	4,8	4,7	7,0	6,3	11,2	8,7	7,7	4,4	6,5	6,7	7,8	6,6	8,6
Deutsche Hersteller	73,3	71,1	68,6	66,0	67,6	64,7	64,8	62,4	64,1	69,9	70,8	72,0	72,1	71,9
Ausländische Hersteller	26,7	28,9	31,4	34,0	32,4	35,3	35,2	37,6	35,9	30,1	29,2	28,0	27,9	28,1

Tab. 1.2-1: Produktionsziffern, Neuzulassungen und Marktanteile (Quelle: Kraftfahrt-Bundesamt, VDA).

2. Fahrmechanik

Fahrmechanik = Lehre von Bewegungen und Kräften am Fahrzeug

2.1 Fahrwiderstände und Fahrleistungen

Fahrwiderstände: Kräfte entgegen der Hauptbewegungsrichtung (siehe Abb. 2.1-1)

$F_{RWheel,i}$	=	Radwiderstand je Rad
F_{RAir}	=	Luftwiderstand
F_{RIn}	=	Steigungswiderstand
F_{RA}	=	Beschleunigungswiderstand
F_{trac}	=	Zugkraft
F_{RPT}	=	Triebwerkswiderstand (Antriebsstrang)

Größenordnungen der wichtigsten Fahrwiderstände bei Windstille für einen Pkw mit 10 kN Gewicht:

v [km/h]		50	100	150
F_{RPT} [N]		60	140	270
$\Sigma F_{RWheel,i}$ [N]		150	160	180
F_{RAir} [N]		100	400	900
$F_{RIn,10\%}$ [N]		1000	1000	1000

Straßenfahrleistung P_{St} : Wird an den Antriebsrädern benötigt, um Fahrzeug mit Geschwindigkeit v gegen Fahrwiderstände zu bewegen.

$$P_{St} = P_{Eng} - P_{PT} = \sum P_{Wheel,i} + P_{Air} + P_{In} + P_A + P_{trac}$$

2.1.1 Triebwerkswiderstand

Umfasst alle Verluste zwischen Motorschwungrad und Antriebsrädern (Getriebe, Kardanwelle, Differenzial)

$$F_{RPT} \approx 0,1 \dots 0,2 \cdot P_{Eng}$$

Also etwa 15 % der Motorleistung (= Leistung am Schwungrad)

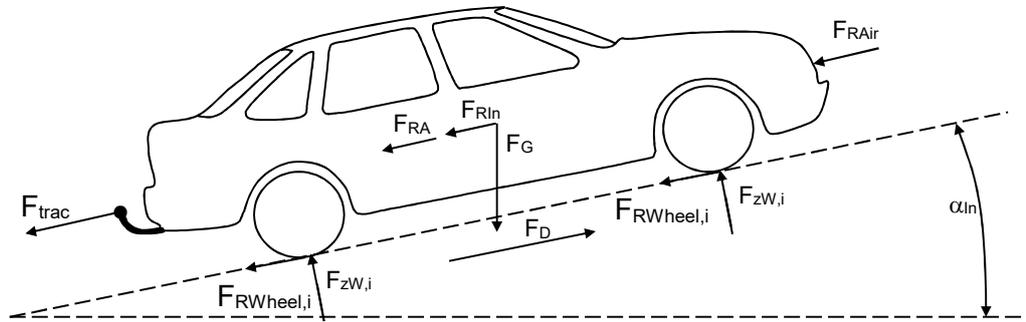


Abb. 2.1-1: Kräfte am Fahrzeug zur Ermittlung der erforderlichen Fahrleistung. (Pfeile geben die Wirkrichtung der jeweiligen Kräfte an, nicht aber den Betrag)

2.1.2 Radwiderstand

Radwiderstand $F_{RWheel,i}$ eines unbewehrten Rades (keine Spikes, Schneeketten usw.) besteht aus:

$$F_{RWheel,i} = F_{RR,i} + F_{R\alpha,i} + F_{RFI,i}$$

Rollwiderstand $F_{RR,i}$:

Definiert als Bewegungswiderstand eines Rades, das

- auf einer Ebene
- frei rollt (also keine Antriebs- und Bremsmomente, auch nicht aus Lagerreibung)

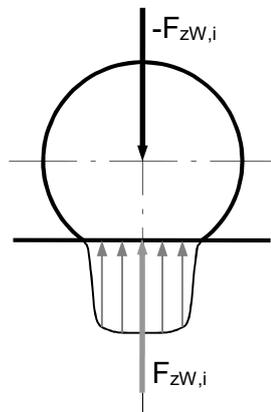
Rollwiderstand $F_{RR,i}$ besteht aus

$$F_{RR,i} = F_{RFlex,i} + F_{RAir,i}$$

Walkwiderstand $F_{RFlex,i}$:

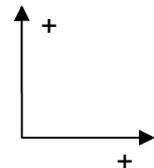
Hauptanteil, etwa 80 % von $F_{RR,i}$. Entsteht durch Verformung des Reifens beim Durchlaufen der Aufstandsfläche (Latsch).

- Rad steht:



Druckverteilung symmetrisch.

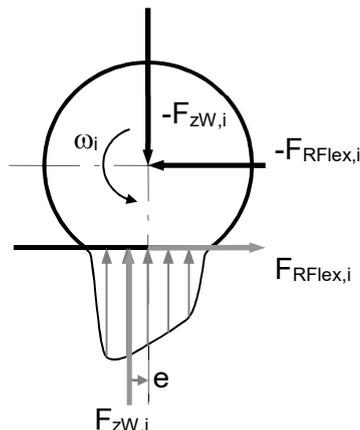
Vorzeichen Kräfte:



— Von Fahrzeug auf Rad

— Von Straße auf Rad

- Rad dreht:



Druckverteilung durch Gummidämpfung unsymmetrisch, Hebelarm e. (Kräfte nicht maßstabgerecht)

— Von Fahrzeug auf Rad

($-F_{RFlex,i}$ = Kraft zum Schieben des Rades)

— Von Straße auf Rad

($F_{RFlex,i}$ = Walkwiderstand)

$$r_{dyn} \stackrel{def}{=} C_{Wheel} / 2\pi$$

C_{Wheel} = Abrollumfang des Reifens

$$\sum M = r_{\text{dyn}} \cdot F_{\text{RFlex},i} + e \cdot F_{\text{zW},i} = 0$$

$$F_{\text{RFlex},i} = -\frac{e}{r_{\text{dyn}}} \cdot F_{\text{zW},i}$$

$$\underline{F_{\text{RFlex},j} = f_{\text{RFlex},j} \cdot F_{\text{zW},j}}$$

$$f_{\text{RFlex},j} = -\frac{e}{r_{\text{dyn}}} \quad [-] \quad \text{Walkwiderstandsbeiwert am Rad } i$$

Luftwiderstand $F_{\text{RAir},i}$:

Strömungswiderstand des bewegten Rades.

Raddrehung ω : $\sim 10\%$ von $F_{\text{RR},i}$

Radgeschw. v : $\sim 10\%$ von $F_{\text{RR},i}$

Für den gesamten Rollwiderstand $F_{\text{RR},i}$ gilt definitionsgemäß:

$$F_{\text{RR},i} = F_{\text{RFlex},i} + F_{\text{RAir},i} \quad [\text{N}]$$

$F_{\text{RR},i} = f_{\text{RR},i} \cdot F_{\text{zW},i}$	[N]
$P_{\text{R},i} = \frac{F_{\text{RR},i} \cdot v}{3600}$	[kW]

worin:

$f_{\text{RR},i}$	=	Rollwiderstandsbeiwert $\approx 1,25 \cdot f_{\text{RFlex},i}$
$F_{\text{zW},i}$	=	Vertikale Radlast je Rad [N]
v	=	Geschwindigkeit [km/h]

Der Rollwiderstand $F_{\text{RR},i}$ verursacht somit am Reifen eine Verlustleistung $P_{\text{R},i}$. Hinzu kommen allerdings noch Schlupfverluste, die durch Schlupf zwischen Reifen und Fahrbahn entstehen. Diese Schlupfverluste können z.B. bei der Übertragung größerer Antriebskräfte Werte annehmen, die nicht zu vernachlässigen sind. Näheres hierzu in „Grundlagen der Fahrzeugtechnik II“, Abschnitt 6.3.2.

Größenordnung von $f_{\text{RR},i}$ [-]

Fahrrad	0,002	-	0,006
Motorrad	0,010	-	0,020
Pkw	0,008	-	0,015
Lkw	0,006	-	0,010
Schienefahrzeug	0,001	-	0,002

Rollwiderstandsbeiwert $f_{RR,i}$ soll klein sein, damit benötigte Leistung klein. $f_{RR,i}$ hängt ab von

- Reifen (Bauart, Reifenfülldruck, Profil)
- Fahrbahn (Struktur, Oberfläche)

Zu Rollwiderstand von Pkw-Reifen: Abb. 2.1-2 bis Abb. 2.1-8

Anmerkung:

wenn Rollwiderstand $F_{RR,i}$ am Fahrzeug

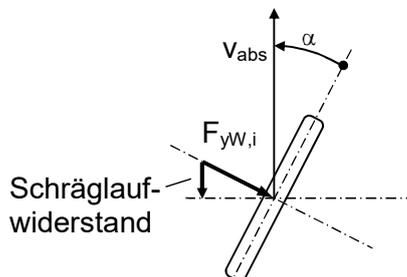
– 10 %

dann \Rightarrow Kraftstoffverbrauch etwa

– 1,5 %

Schräglaufwiderstand je Rad $F_{R\alpha,i}$

Sonderfall: Vorspurwiderstand entsteht bei Geradeausfahrt (Lenkwinkel Null), wenn ein Vorspurwinkel δ_T vorliegt und dadurch auch bei Geradeausfahrt an den Rädern ein Schräglaufwinkel α entsteht.



Schräglaufwinkel α zwischen Reifenhauptebene und Radschwerpunktsgeschwindigkeit, erzeugt Seitenführungskraft $F_{yw,i}$ senkrecht zum Rad.

Größenordnung von $F_{R\alpha,i}$ bei Geradeausfahrt mit Vorspurwinkel δ_T , dargestellt in Prozent des Rollwiderstandes von Pkw-Reifen, vgl. Abb. 2.1-9:

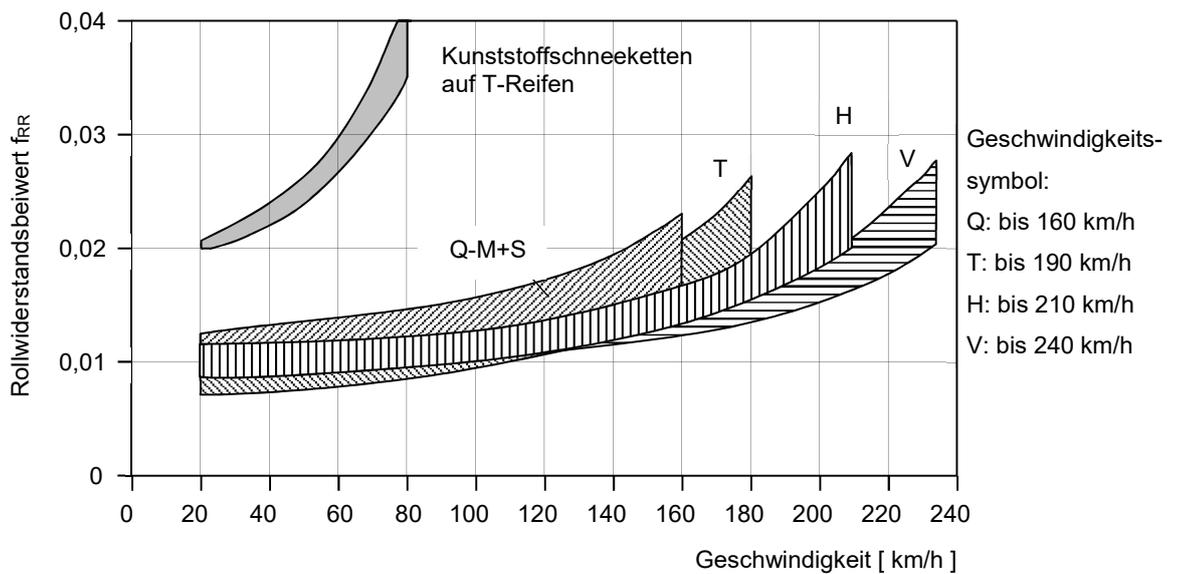


Abb. 2.1-2: Rollwiderstandsbeiwert, abhängig von der Reifenbauart.

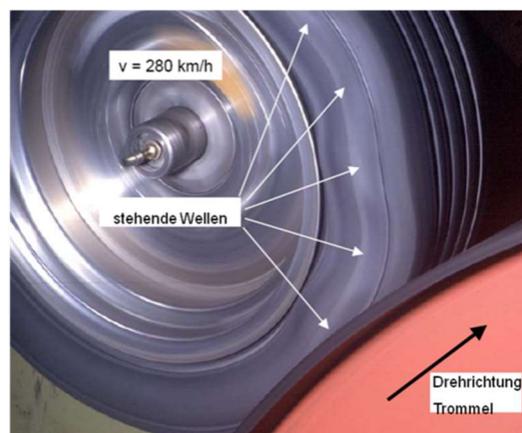


Abb. 2.1-3: Stehende Wellen bei sehr hohen Geschwindigkeiten.

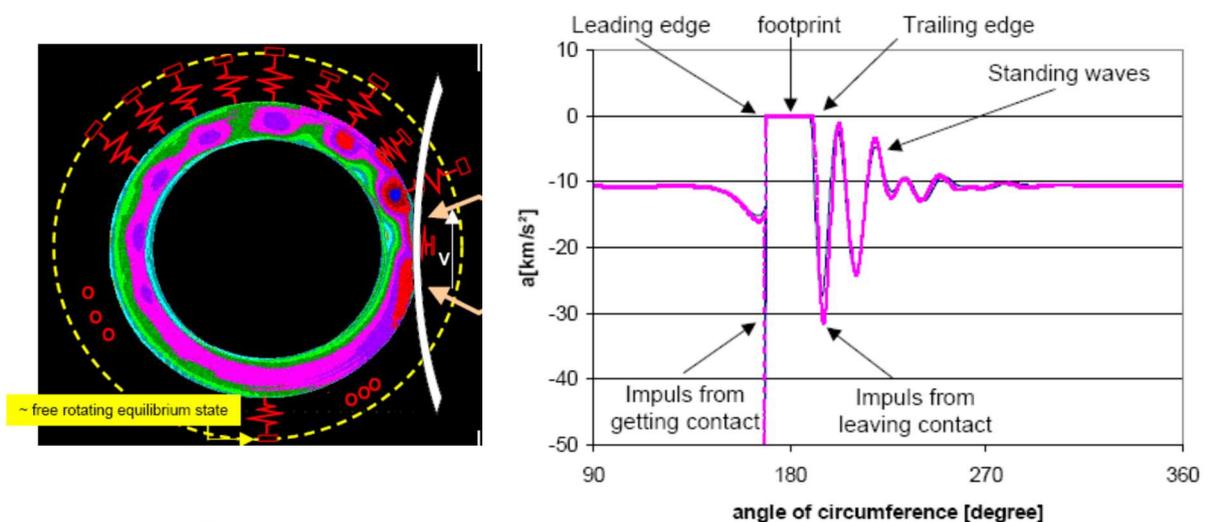


Abb. 2.1-4: Entstehung der stehenden Wellen.

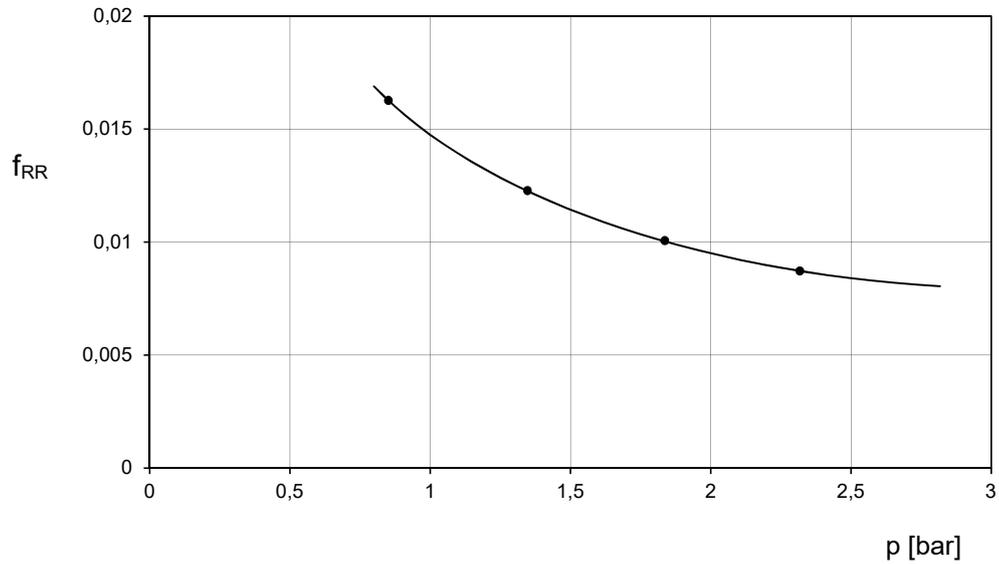


Abb. 2.1-5: Zunahme des Rollwiderstandsbeiwertes bei geringerem Reifenfülldruck p .

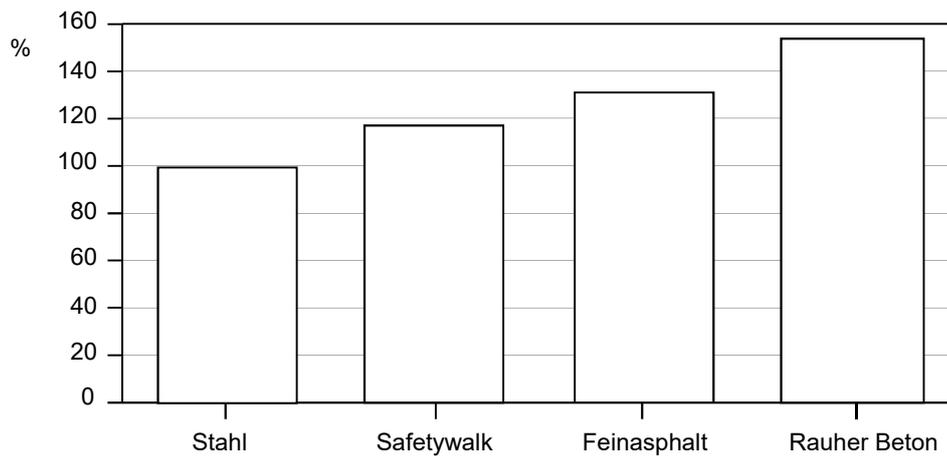


Abb. 2.1-6: Einfluss verschiedener Fahrbahnbeläge auf den Rollwiderstandsbeiwert, bezogen auf eine Stahloberfläche.

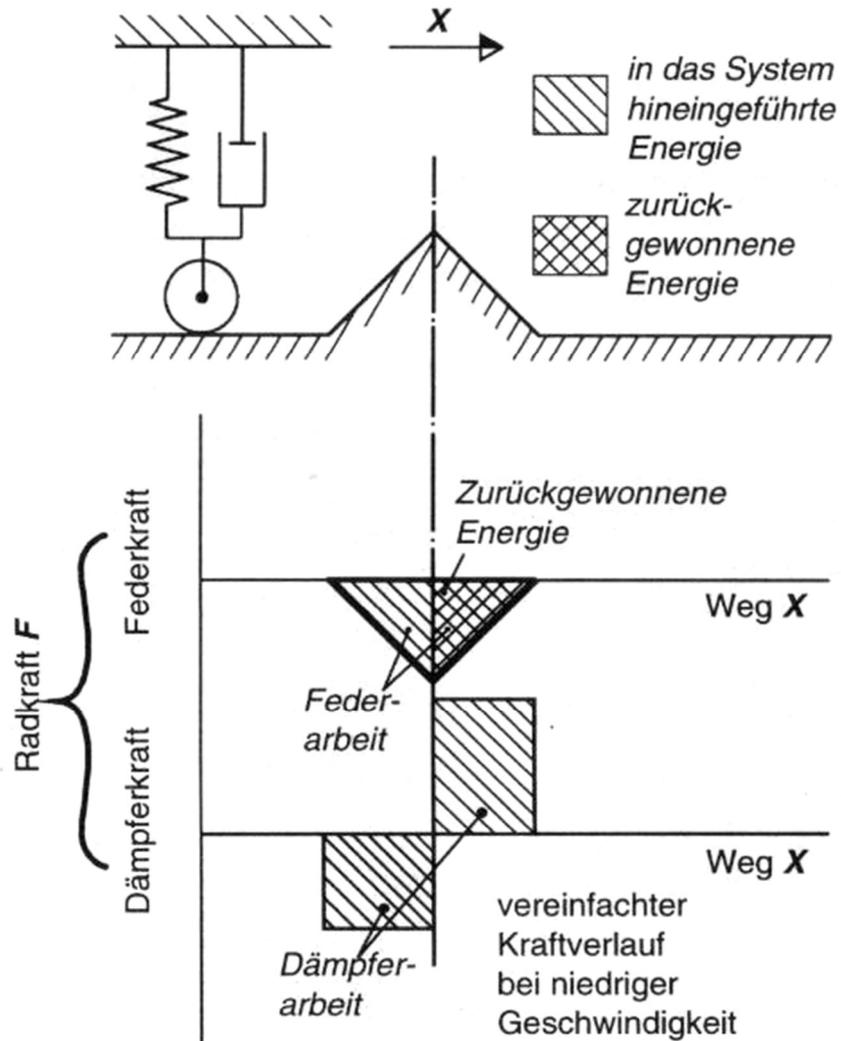


Abb. 2.1-7: Fahrbahnbedingte Fahrwiderstände: Unebenheiten.

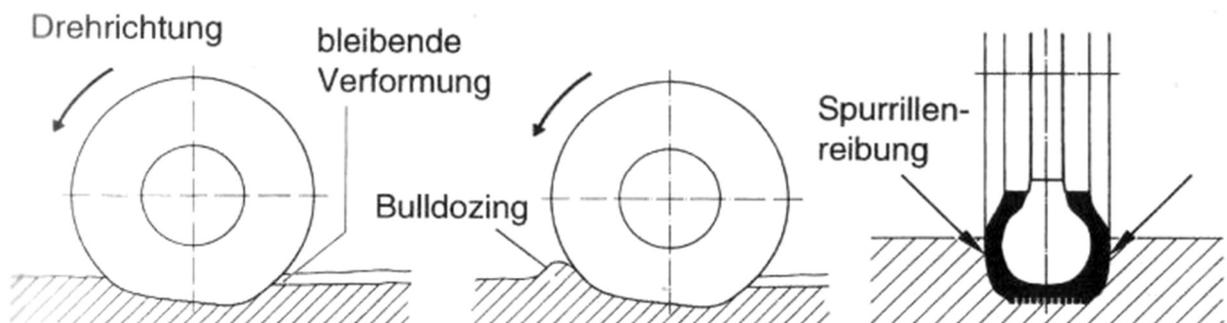
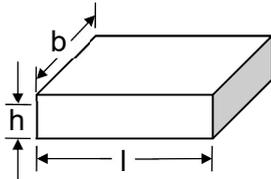


Abb. 2.1-8: Fahrbahnbedingte Fahrwiderstände: Fahrbahndeformation.

Schwallwiderstand je Rad $F_{RFI,i}$:

Fahrt bei Nässe, Verdrängung von Wasser

$$F_{RFI,i} = f(\text{Vol}_{\text{Water}} / \text{Zeit})$$



Aufstandsfläche:

b = Breite

l = Länge

Wasser:

h = Höhe

$V = b \cdot l \cdot h = \text{Volumen}$

$$F_{RFL,i} = f\left(\frac{b \cdot l \cdot h}{t}\right) = f(b \cdot h \cdot v)$$

Dagegen

$$F_{RFI,i} \neq f(\text{Bauart, Luftdruck, Radlast})$$

Schwallwiderstand vgl. Abb. 2.1-10 bis Abb. 2.1-14.

Anmerkung:

Beurteilung des Radwiderstandes $F_{RWheel,i}$ üblicherweise über Rollwiderstand $F_{RR,i} = F_{RFlex,i} + F_{RAir,i}$.

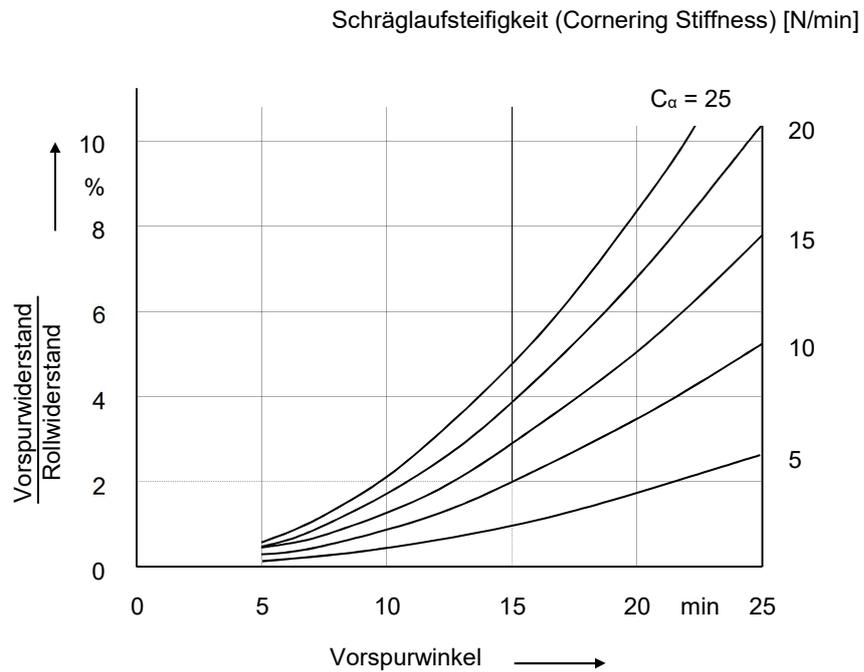


Abb. 2.1-9: Vorspurwiderstand in % des Rollwiderstandes $F_{RR,i}$ bei Geradeausfahrt.

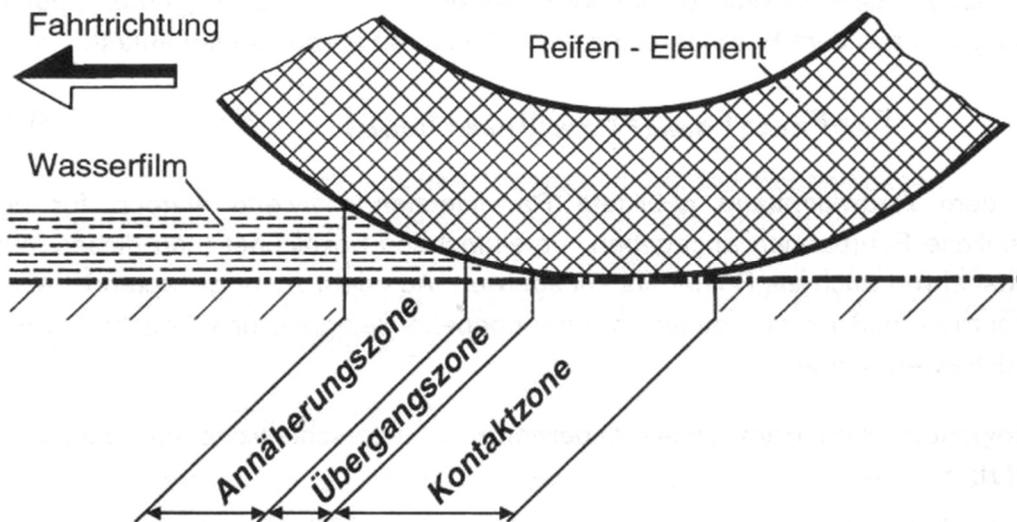
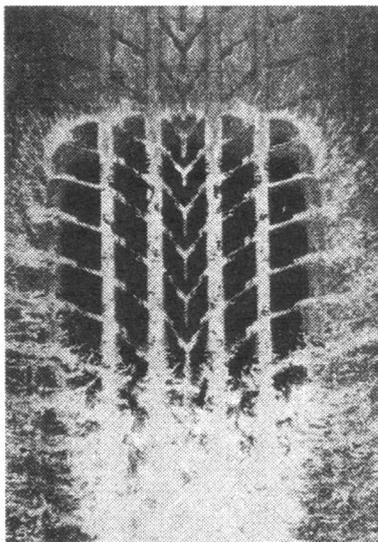


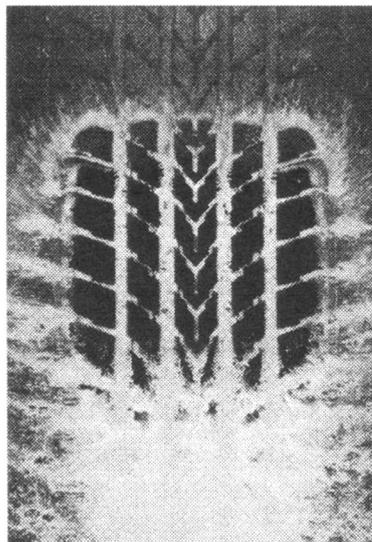
Abb. 2.1-10: Wasserverdrängung an Radquerschnitt.



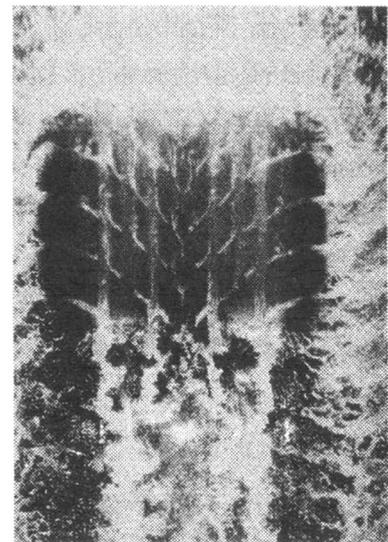
Abb. 2.1-11: Wasserverdrängung bei geschlossenem Wasserfilm.



volles Profil bei 80 km/h



volles Profil bei 150 km/h



1,6 mm Profil bei 80 km/h

Abb. 2.1-12: Wasserverdrängung bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten.

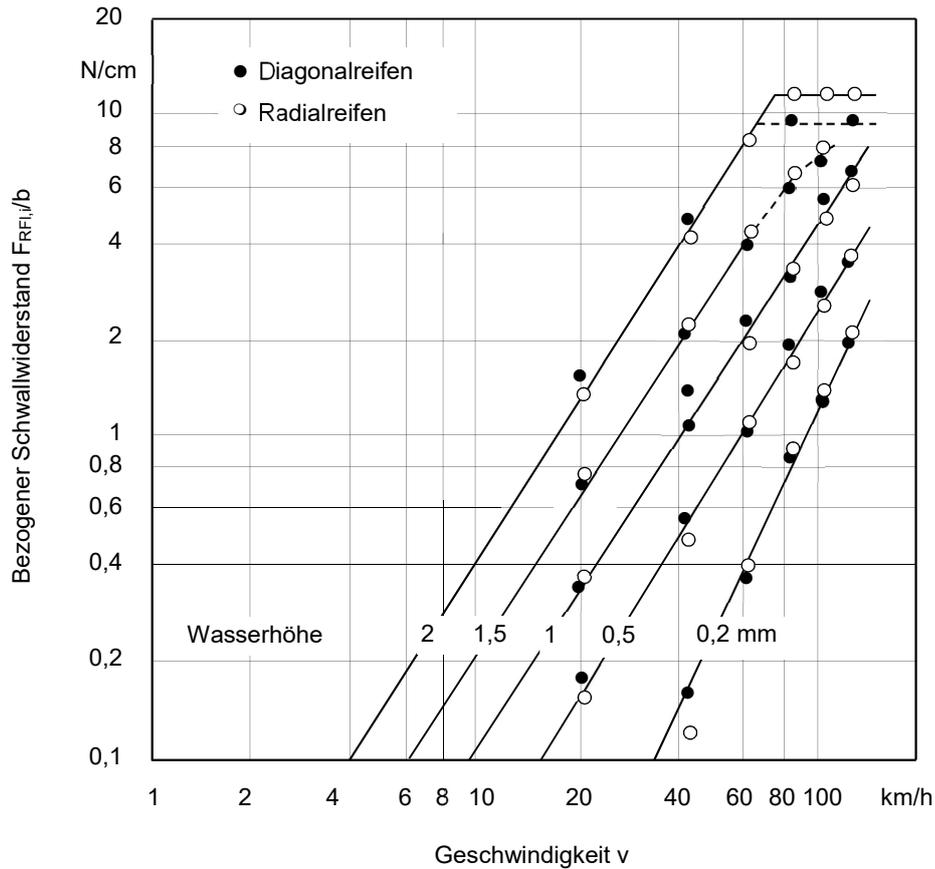


Abb. 2.1-13: Schwallwiderstand $F_{RF,i}$ bezogen auf die Breite b der Reifenaufstandsfläche in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit v .

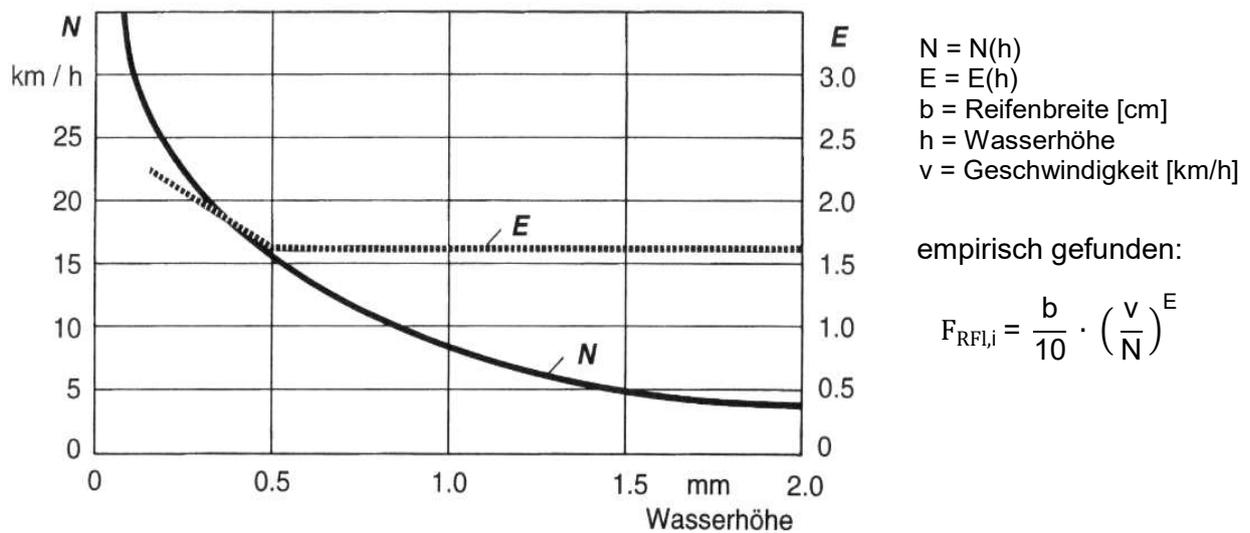


Abb. 2.1-14: Berechnung des Schwallwiderstands $F_{RF,i}$.

2.1.3 Luftwiderstand

Luftwiderstand F_{RAir} besteht aus

- Druckwiderstand
- Durchströmwiderstand
- Reibungswiderstand

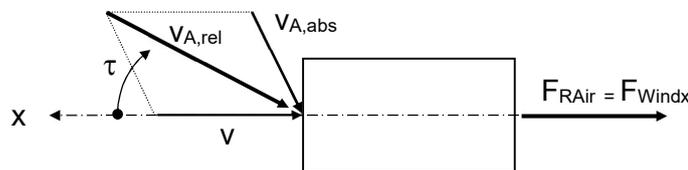
Druckwiderstand: Etwa 70% von F_{RAir} . Entsteht aus Staudruck (Bug) und Zugkräften (Heck, Wirbelbildung, Unterdruck)

Durchströmwiderstand: Etwa 20% von F_{RAir} . Entsteht am Kühler, im Motor- und Fahrgastraum.

Reibungswiderstand: Etwa 10% von F_{RAir} , entsteht an Oberfläche.

Der Luftwiderstand F_{RAir} entspricht dem Anteil der Windkraft F_{Wind} , der entgegen der Fahrtrichtung des Fahrzeugs wirkt. Er wirkt somit entgegen der x-Richtung, daher ist $F_{RAir} = F_{Windx}$ (auch bei Schräganströmung).

Aufbauparameter für Luftwiderstand ist die relative Luftgeschwindigkeit $v_{A,rel}$:



v : Geschwindigkeit des Fahrtwindes bei stehender Luft, entspricht Fahrgeschwindigkeit

$v_{A,abs}$: Absolute Luftgeschwindigkeit aus natürlichem Wind (Abb. 2.1-15)

Damit gilt für den Luftwiderstand $F_{RAir} = F_{Windx}$:

$$\begin{aligned}
 F_{RAir} &= c_x \cdot A_f \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \left(\frac{v_{A,rel}}{3,6} \right)^2 & [\text{N}] \\
 &\approx 0,0473 \cdot c_x \cdot A_f \cdot v_{A,rel}^2 & [\text{N}] \\
 P_{Air} &= \frac{F_{RAir} \cdot v}{3600} & [\text{kW}] \\
 v &\text{ in } [\text{km/h}]
 \end{aligned}$$

- Relative Luftgeschwindigkeit:

$$v_{A,rel} \text{ [km/h]}$$

- Luftdichte:

$$\rho = \frac{348,7 \cdot p_A}{273,2 + T} \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

mit $p_A =$ Luftdruck [bar]
 $T =$ Temperatur [°C]

Beispiel: $p_A = 1,0133$ [bar]
 $T = 15$ [°C]
 $\rho = 1,226$ [kg/m³]
 ρ so in Formel eingesetzt

- Stirnfläche:

$$A_f \text{ [m}^2\text{]}$$

- Luftwiderstandsbeiwert c_x :

c_x bezieht sich auf Anteil der Windkraft, der entgegen der x-Richtung wirkt (auch bei Schräganströmung).

Sonderfall $\tau = 0$:

Frontale Anströmung, stehende Luft

$$c_x(\tau=0) = c_d \text{ (in Deutschlang wird üblicherweise } c_w \text{ verwendet)}$$

Luftwiderstand eines Fahrzeugs in der Regel so beurteilt, d.h.

$$v_{A,rel} = | \text{ Fahrgeschwindigkeit} |,$$

so auch Messungen im Windkanal.

Größenordnung für Pkw:

c_d	$= 0,22 \text{ bis } 0,35$	[-]
$c_d \cdot A_f$	$= 0,4 \text{ bis } 1,0$	[m ²]

c_d soll klein sein, damit benötigte Leistung klein.

c_d ist klein (Abb. 2.1-21), wenn

- Bugform abgerundet
- Anliegen der Strömung bis zu möglichst kleinem Abrissquerschnitt (Abreißkante)
- Glatter Unterboden
- Günstige Luftführung durch Motorraum

Technisch denkbare Grenze:

$$c_d = 0,2$$

Entscheidend für $F_{RAir} (\tau=0)$: $c_d \cdot A_f$ (Tab. 2.1-1:)

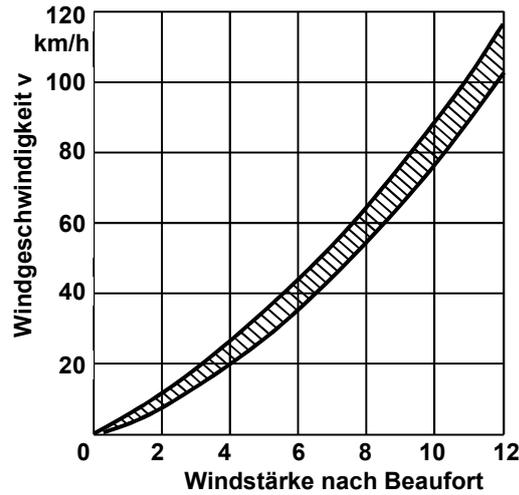


Abb. 2.1-15:

Definition der Windstärke in Abhängigkeit von der Luftgeschwindigkeit nach Beaufort.

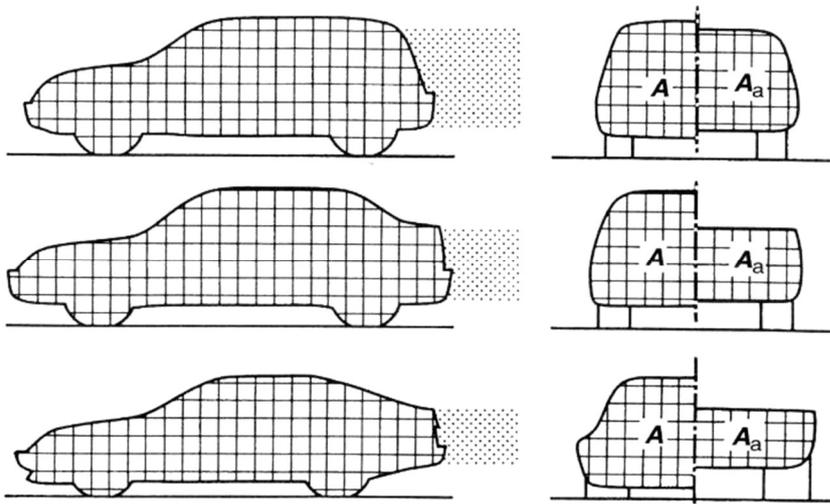


Abb. 2.1-16:

Luftwiderstand: Querschnittsflächen.

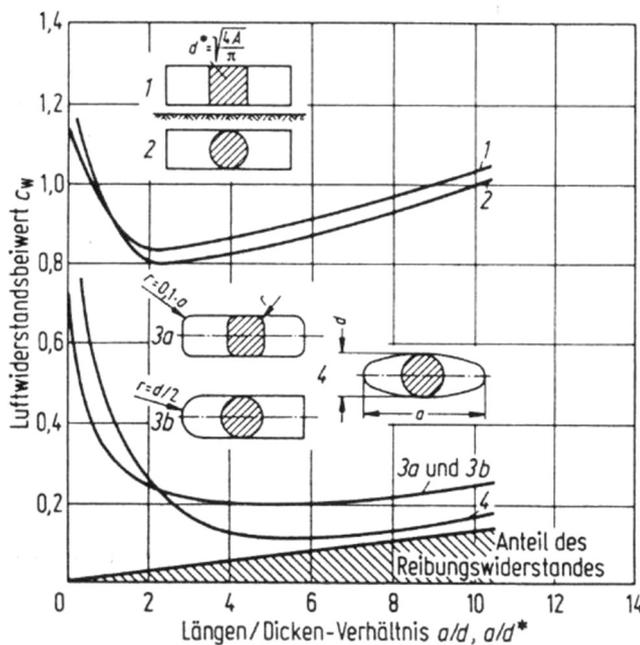


Abb. 2.1-17:

Luftwiderstandsbeiwerte unterschiedlich geformter Körper.

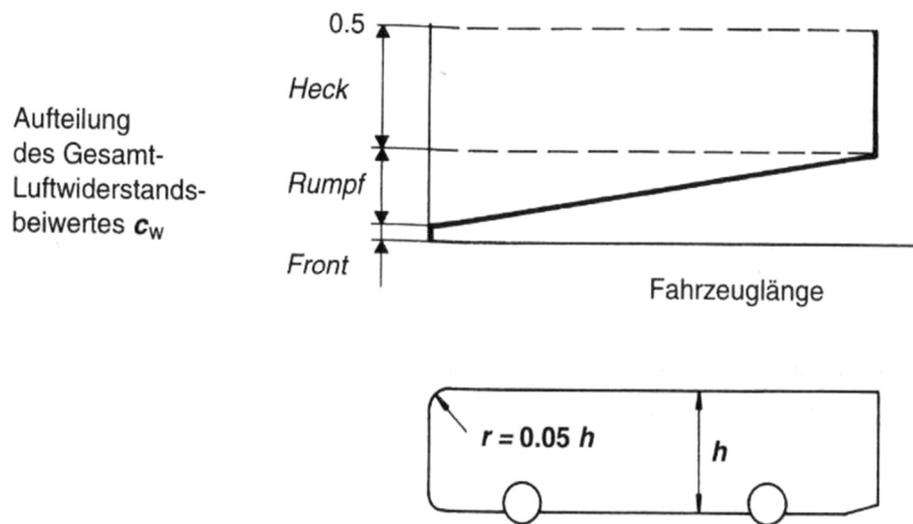


Abb. 2.1-18: Luftwiderstand: Druckwiderstand.

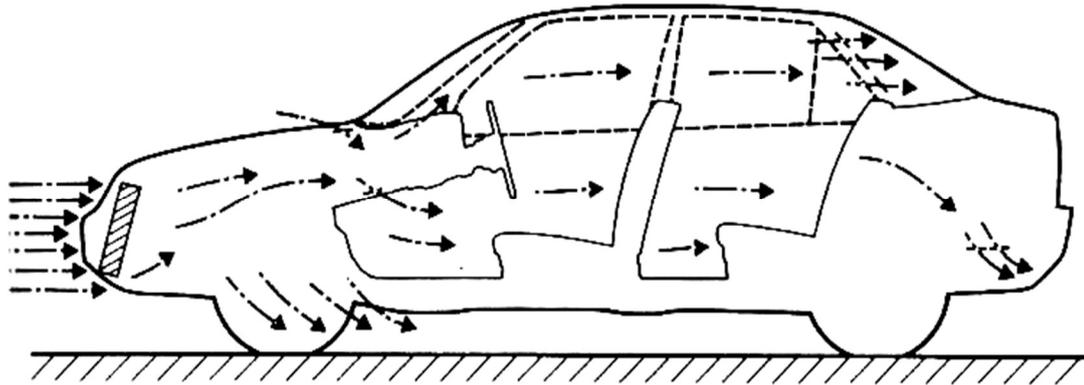


Abb. 2.1-19: Luftwiderstand durch Durchströmung.

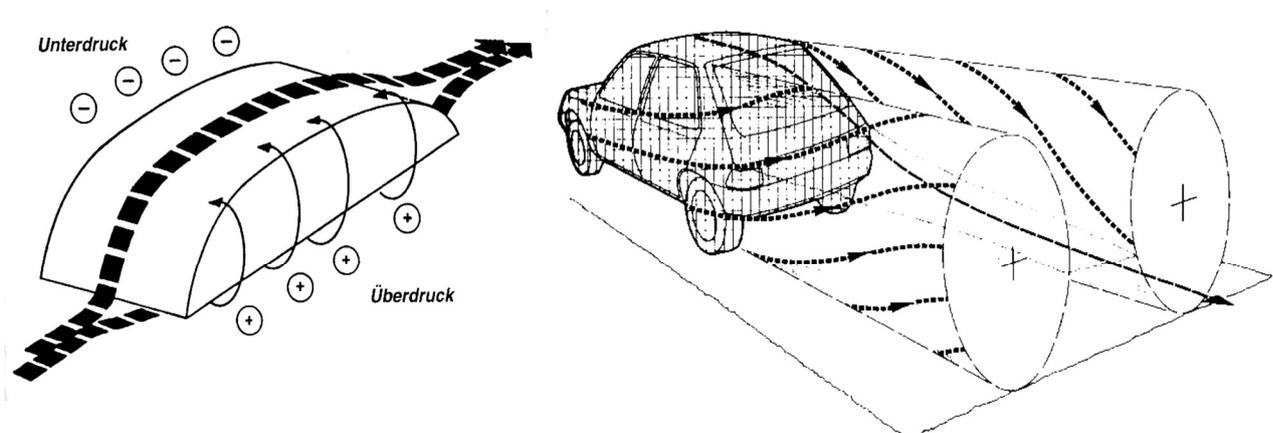


Abb. 2.1-20: Luftwiderstand durch induzierte Strömung.

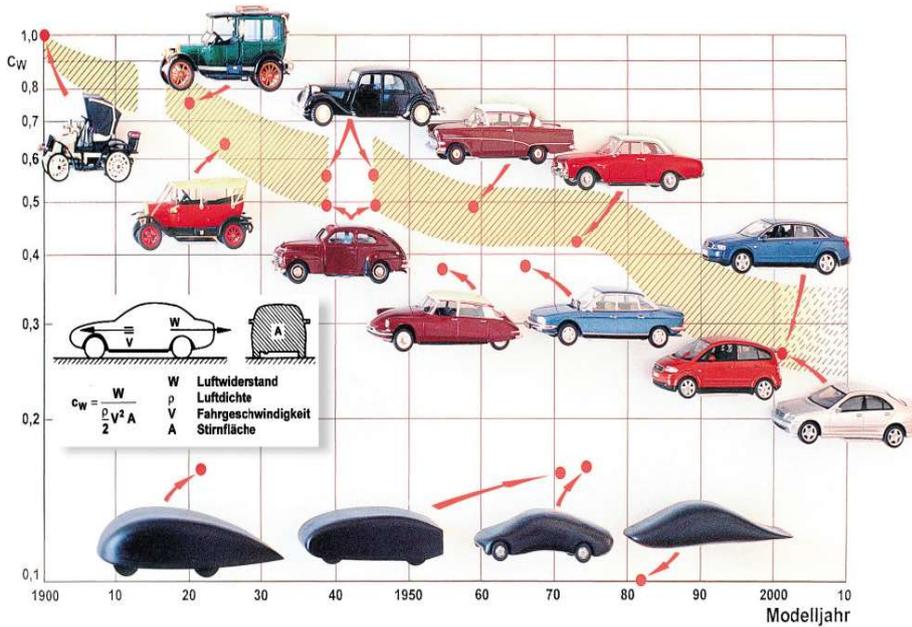


Abb. 2.1-21:

Entwicklung der Form bei Serien- und Sonderfahrzeugen.

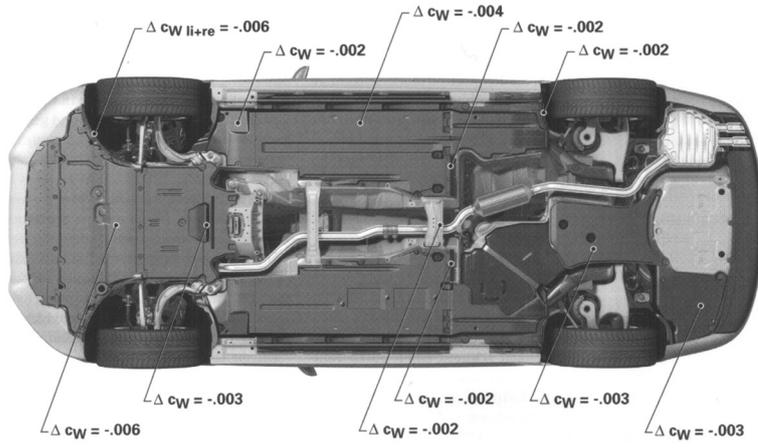


Abb. 2.1-22:

Luftwiderstandsreduzierung A4 (2007): Unterboden, c_d gesamt = 0,27.

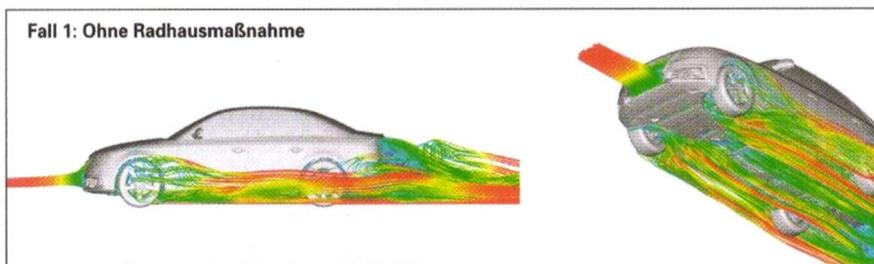
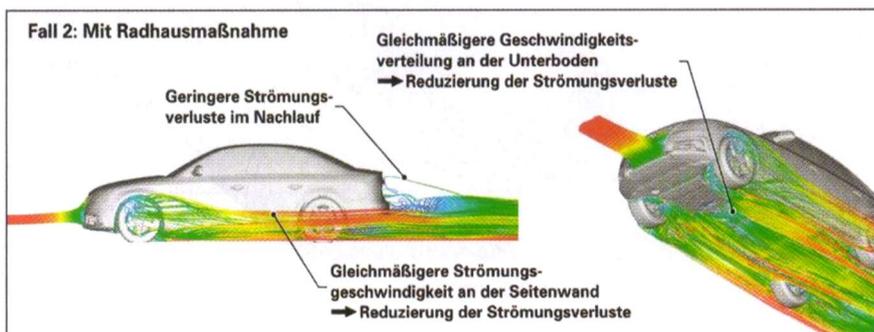


Abb. 2.1-23:

Luftwiderstandsreduzierung Audi A4 (2007): Ausströmung aus Motorraum.





Audi A4 2.0 TDI ultra

elektronisch geregelter Kühlerinlass
Electronically controlled air intake

09/15



Abb. 2.1-24: Elektronisch geregelte Lamellen zur Steuerung des Luftstroms über das Fahrzeug (niedriger Luftwiderstand) oder durch den Kühler (bessere Kühlleistung)



Abb. 2.1-25: Fenek 2014 (TU Graz, Österreich): $c_d = 0,07$. Gewinner Shell Eco Marathon 2014 in der Kategorie Prototyp Battery Electric mit 1091,6 km/kWh, entspricht etwa 10433 km/l Superbenzin.



Abb. 2.1-26: PAC-Car II (ETH Zürich): $c_d = 0,075$
(E-Motor, Wasserstoff-Brennstoffzelle, Reichweite mit Energie entsprechend 1 l Superbenzin: ca. 5400 km (2005, Rekord bis heute (2014) in der Kategorie Hydrogen ungeschlagen)

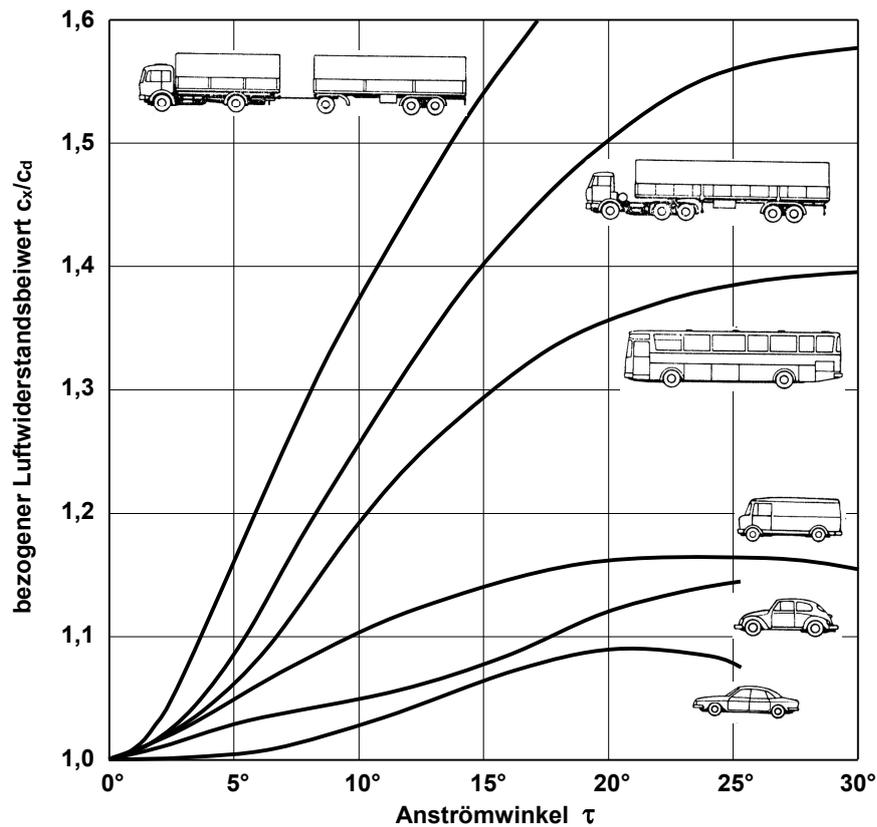


Abb. 2.1-27: Luftwiderstandsbeiwert c_x (Schräganströmung) bezogen auf c_d (Frontalanströmung) abhängig vom Anströmwinkel τ .

	C_d	A_F (m ²)	$c_d * A_F$
Audi A4 (Bj. 2016)	0,23	2,2	0,506
Audi A7 Sportback (Bj. 2014)	0,28	2,29	0,641
Audi TT Coupé (Bj. 1999)	0,34	2	0,680
Audi TT Coupé (Bj. 2015)	0,3	2,09	0,627
BMW 530d x-Drive (Bj. 2011)	0,28	2,35	0,658
BMW X3	0,35	2,5	0,875
BMW Z4 sDrive (Bj. 2014)	0,35	1,96	0,686
Mercedes A-Klasse BEE (Bj. 2014)	0,26	2,2	0,572
Mercedes CLA BEE (Bj. 2013)	0,22	2,21	0,486
Mercedes E-Klasse (Bj. 2016)	0,23	2,33	0,570
Mercedes S 300 BTH (Bj.2014)	0,23	2,46	0,566
Mercedes CLS Coupé (Bj. 2014)	0,26	2,28	0,593
Mercedes SLK (Bj. 2014)	0,3	1,98	0,594
Porsche Cayman	0,29	1,98	0,574
Toyota Prius	0,26	2,02	0,525
VW Golf VII (Bj. 2014)	0,27	2,19	0,591
VW Polo (Bj. 2013)	0,32	2,05	0,656
VW Polo Blue Motion (Bj. 2007)	0,3	2,06	0,618
VW Touareg Hybrid (Bj. 2014)	0,35	2,78	0,973
VW XL1 (Bj. 2014)	0,189	1,5	0,284

Ergänzende c_d -Werte:

- Motorrad, unverkleidet : 0,6 – 0,7
- Motorrad, verkleidet : 0,4 – 0,6
- Offenes Cabriolet : 0,35 – 0,5
- Lastkraftwagen : 0,5 – 0,9
- Omnibusse : 0,4 – 0,7
- Formel 1 : 0,8 – 1,2

BEE = BlueEFFICIENCY Edition
BTH = BlueTEC HYBRID

Tab. 2.1-1: Luftwiderstandsbeiwerte heutiger Personenkraftwagen

Anmerkung:

wenn Luftwiderstand

– 10 %

dann \Rightarrow Kraftstoffverbrauch etwa

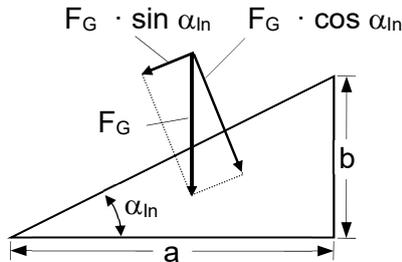
– 5 %

Allgemeiner Fall $\tau \neq 0$:

$$\frac{c_X(\tau \neq 0)}{c_d(\tau = 0)} = f(\tau \text{ und Fahrzeug})$$

vgl. Abb. 2.1-27

2.1.4 Steigungswiderstand



Definition der Steigung q:

$$q = \operatorname{tg} \alpha_{\text{In}} \cdot 100 = \frac{b}{a} \cdot 100 \text{ [\%]}$$

Also: $q = 100 \text{ \%} \triangleq \frac{b}{a} = 1 \triangleq \alpha_{\text{In}} = 45^\circ$

Einfache Messung: Wasserwaage mit $a = 100 \text{ cm}$ Länge ausrichten,
 messe $b = x \text{ cm}$
 Steigung $q = x \text{ [\%]}$

Für den Steigungswiderstand gilt:

$$\begin{aligned} F_{\text{RIn}} &= F_G \cdot \sin \alpha_{\text{In}} & [\text{N}] \\ P_{\text{In}} &= \frac{F_{\text{RIn}} \cdot v}{3600} & [\text{kW}] \end{aligned}$$

- Maximale Steigung, deutsche Alpen: $\sim 30 \text{ \%}$
- Übliche Auslegung, Pkw, maximal: $\sim 45 \text{ \%}$
- Unimog, Boden griffig, maximal: $\sim 100 - 150 \text{ \%}$
- Kettenfahrzeuge, üblich ab: $\sim 60 \text{ \%}$



Abb. 2.1-28: Steigungswiderstand, demonstriert mit einem Mercedes Unimog.



Abb. 2.1-29: Mercedes Unimog im Geländeeinsatz, max. Steigung ca. 100%.

2.1.5 Beschleunigungswiderstand

Für den Beschleunigungswiderstand gilt

$F_{RA} = m \cdot a$	[N]
$P_A = \frac{F_{RA} \cdot v}{3600}$	[kW]

worin: m = translatorisch zu beschleunigende Masse, rotatorische Trägheiten (v.a. Räder u. Antriebsstrang) vernachlässigt

Mittlere Beschleunigungen heutiger Pkw im m/s^2 :

Geschwindigkeitsbereich [km/h] →	0 - 60	60 – 100	100 – 120	120 – 140	140 – 160
Fahrzeugdaten ↓					
110 kW, 1430 kg	3,7	2,2	1,4	1,1	0,7
75 kW, 1270 kg	3,3	1,6	1,1	0,7	0,4
55 kW, 1040 kg	3,2	1,5	0,9	0,5	-

Anmerkung:

- wenn Gewicht
 - 10 %
- dann ⇒ Kraftstoffverbrauch etwa
 - 5 %

2.1.6 Fahrzustandsdiagramm

Vergleiche: Zu überwindende Fahrwiderstände $F_{R,tot}$ mit Antriebskraft F_D , die am Umfang der Antriebsräder zur Verfügung steht.

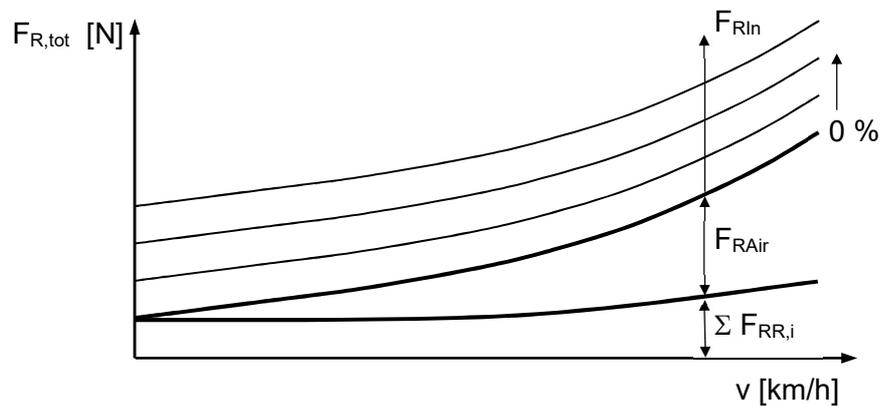
- Ermittle damit:
- Höchstgeschwindigkeit
 - Größte Steigfähigkeit
 - Getriebeübersetzungen der einzelnen Gänge
 - Schaltpunkte

a.) Bestimmung der Fahrwiderstände $F_{R,tot}$

$$F_{R,tot} = \sum F_{RR,i} + F_{RAir} + F_{RIn} + F_{RA} + F_{trac}$$

Schräglaufrwiderstand und Schwallwiderstand werden vernachlässigt.

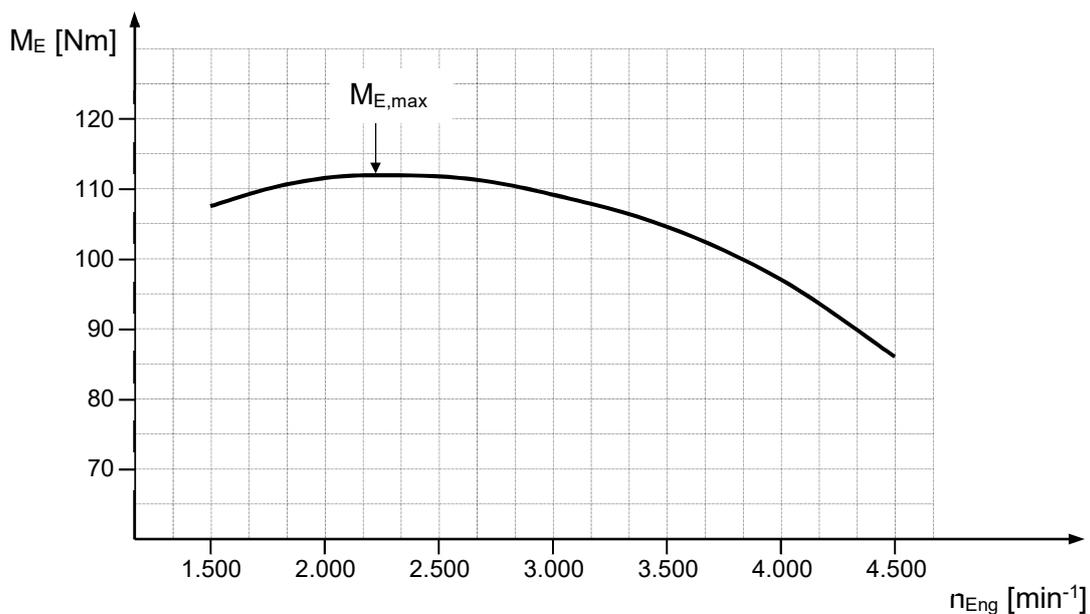
Die einzelnen Anteile ergeben sich nach 2.1.1 bis 2.1.5.



Beispiel: $F_{R,tot}$ bei $v = \text{konst.}$ ($F_{RA} = 0$) und $F_{R\alpha,i} + F_{R\beta,i} + F_{trac} = 0$

b.) Bestimmung der Antriebskraft F_D

Benötigte Drehmomentkurve des Motors in Abhängigkeit von Motordrehzahl, daraus Antriebskraft in Abhängigkeit von Fahrgeschwindigkeit (je nach Übersetzung des gewählten Ganges).



Beispiel: Drehmomentkurve (Moment am Schwungrad) eines 40-kW-Motors (40 kW bei 4000 U/min – 112 Nm bei 2200 U/min).

Zur Bestimmung der Antriebskraft $F_D = f(v)$ an den Antriebsrädern ist Umrechnung erforderlich:

von n_{Eng} [min⁻¹] in v [km/h]
 von M_E [Nm] in F_D [N]

Umrechnung n_{Eng} in v :

$$v = \frac{n_{Eng} \cdot r_{dyn} \cdot k_R}{s' \cdot i_D \cdot i_G} \cdot \frac{1}{2,65} \quad [\text{km/h}]$$

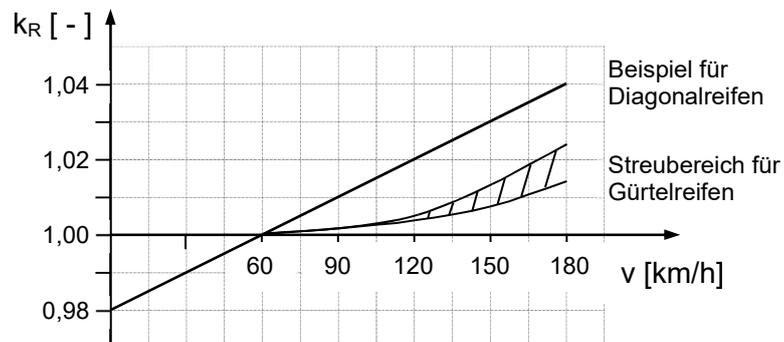
- worin:
- n_{Eng} [min⁻¹] = Motordrehzahl
 - r_{dyn} [m] = Dyn. Reifenhalmmesser bei 60 km/h
 - i_D [-] = Übersetzung des Differenzials
 - i_G [-] = Übersetzung des Getriebes je nach Gang
 - s' [-] = Schlupffaktor (Einfluss des Radschlupfes)
 - k_R [-] = Korrekturfaktor für r_{dyn} , abhängig von v
 - $1 / 2,65$ = Umrechnungsfaktor (Einheiten!)

Größenordnung von $s' = \frac{n_{tatsächlich}}{n_{ohneSchlupf}}$:

Gang	Schlupf [%]	s'
4	2	1,02
3	4	1,04
2	6	1,06
1	8	1,08

Zahlenwerte für übliche Antriebsleistungen von Mittelklasse-Pkw bei Vollast

Größenordnung von k_R (Korrektur der Reifenaufweitung durch Fliehkräfte):



Umrechnung M_E (Motormoment am Schwungrad) in F_D (Umfangskraft an Antriebsrädern):

$$F_D = \frac{M_E \cdot \eta \cdot i_D \cdot i_G}{k_R \cdot r_{dyn}} \quad [N]$$

worin neu gegenüber Umrechnung der Drehzahl:

η = Wirkungsgrad von Differenzial und Getriebe

Anmerkung: Umrechnung nur gültig für $v = \text{konst.}$, da in Formel für F_D rotatorische Trägheiten nicht berücksichtigt.

Größenordnung:

η = 0,8 bis 0,95 (je nach Räderzahl)

Zahlenwerte für Frontmotor und Heckantrieb (Beispiel):

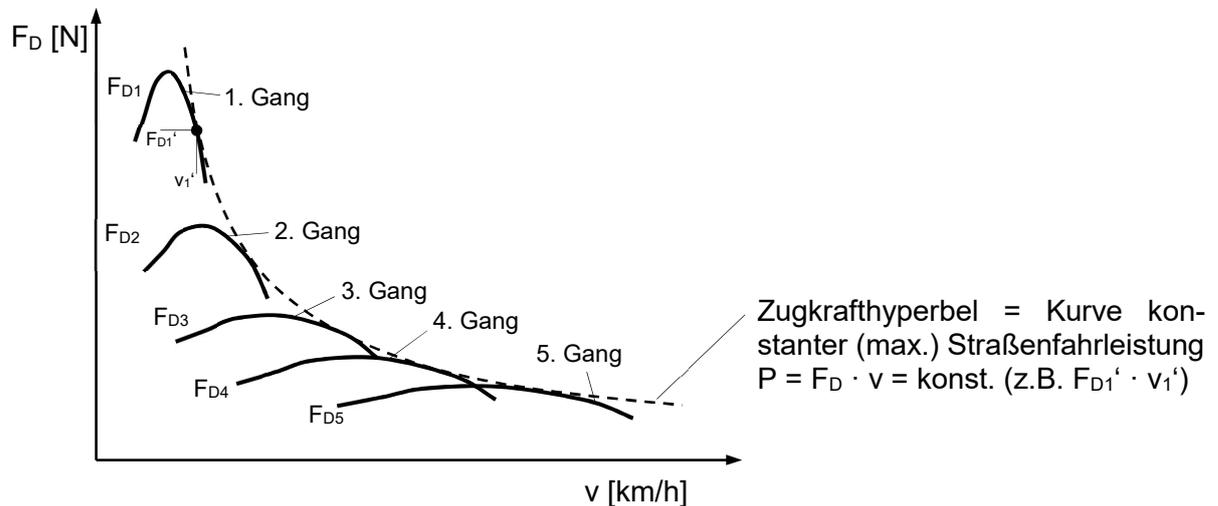
η = 0,91 5. Gang Übersetzung $i_G < 1$

η = 0,92 4. Gang direkter Gang $i_G = 1$

η = 0,91 – 0,88 3. – 1. Gang Übersetzung $i_G > 1$
(umgangssprachlich: Untersetzung)

Berechne damit aus Motormoment $M_E(n)$ die gesuchte Antriebskraft $F_D(v)$. Ergibt wegen $i_G \cdot i_D$ verschiedene Kurven, je nach Gang.

Beispiel für vorgegebene $i_G \cdot i_D$: (Kriterien zur Beurteilung gewählter Gangübersetzungen $i_G \cdot i_D$ erst im Fahrzustandsdiagramm).



c.) Fahrzustandsdiagramm

Trage auf über Fahrgeschwindigkeit v [km/h]

- zu überwindende Fahrwiderstände $F_{R,tot}$ (nach a) und
- an Antriebsrädern verfügbare Antriebskräfte F_{D1} bis F_{D5} (nach b)

Beispiel: Motor mit 5-Gang Schaltgetriebe, Abb. 2.1-30.

Reifen : 165/70 R 13 T
 Dyn. Rollradius : 275 mm
 Leistung : 44 kW (5600 1/min)
 Drehmoment : 103 Nm
 Drehzahlbereich : 1000 1/min – 6000 1/min
 Gewicht : 10 kN
 $C_d \cdot F$: $0,371 \cdot 1,73 \text{ m}^2 = 0,642 \text{ m}^2$
 Getriebe i_G :
 1. Gang = 3,545
 2. Gang = 1,956
 3. Gang = 1,303
 4. Gang = 0,892
 5. Gang = 0,707
 Antriebsachse i_D : 4,180

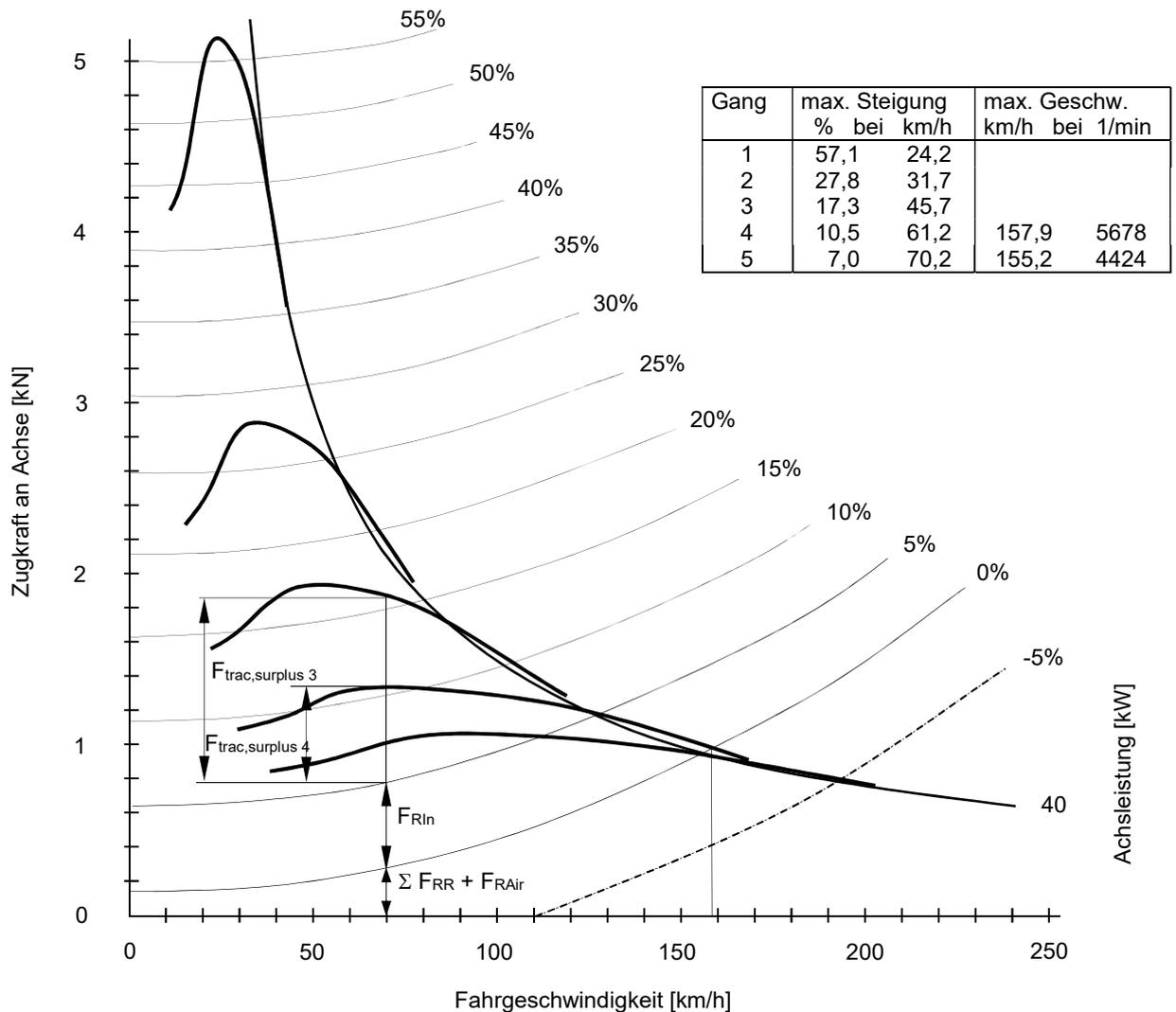


Abb. 2.1-30: Fahrzustandsdiagramm eines Kleinwagens mit 44 kW-Motor (Frontantrieb) mit Zugkrafthyperbel (berechnet mit Triebstrangwirkungsgrad des 1. Ganges). Gültig für konstante Fahrgeschwindigkeit.

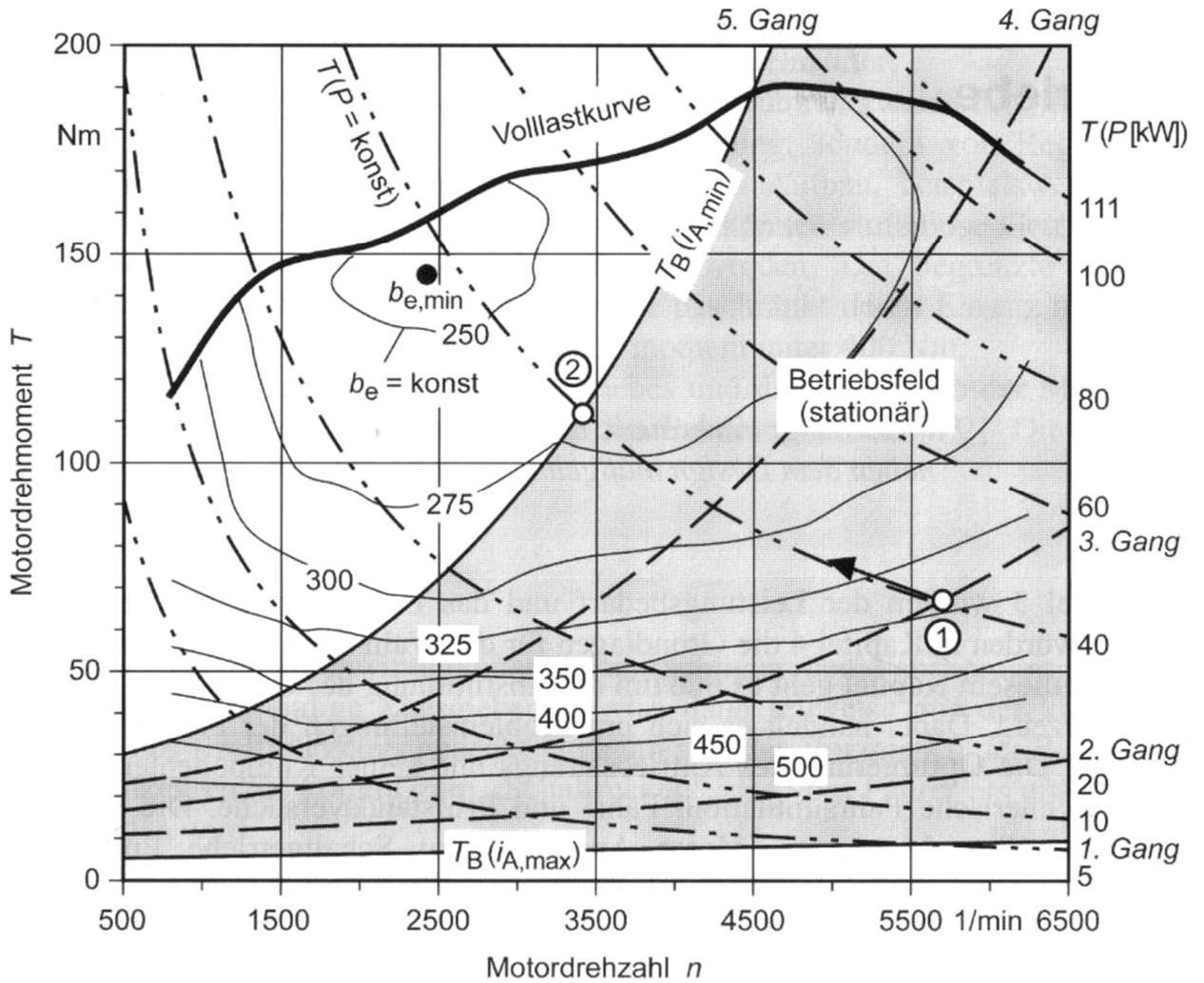


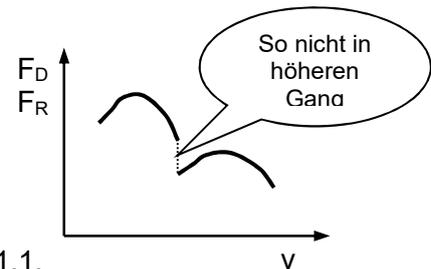
Abb. 2.1-31: Motorkennfeld mit Linien konstanten spezifischen Verbrauchs [g_{Fuel}/kWh].

Daten des Fahrzeugs:

Maximale Motorleistung	:	44 kW bei 5600 U/min
Maximales Drehmoment	:	103 Nm bei 2600 U/min
Gewicht mit 2 Personen	:	10 kN
Stirnfläche	:	1,730 m ²
Luftwiderstandsbeiwert c_d	:	0,371
Rollwiderstandsbeiwert $f_{RR,i}$:	0,011
Reifen	:	165/70 R 13 T

Anmerkungen zu Abb. 2.1-30:

- Überschneiden der Gänge erforderlich, da beim Schalten in höheren Gang, z.B. am Berg, die Geschwindigkeit abfällt. Sonst kein Anschluss möglich!
- Wahl der Getriebeübersetzungen vgl. Abschnitt 4.2.1.1.



Anwendung des Fahrzustandsdiagramms:

Beispiel Abb. 2.1-30 für $v = 70 \text{ km/h}$ und 5 % Steigung

$$\begin{aligned} \text{Fahrwiderstände} \quad \Sigma F_{RR,i} + F_{RAir} &= 300 \text{ N} \\ F_{RIn} &= 500 \text{ N} \\ \hline F_{R,tot} &= 800 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Antriebskräfte max.} \quad F_{D4} &= 1330 \text{ N} \quad (4. \text{ Gang}) \\ F_{D3} &= 1850 \text{ N} \quad (3. \text{ Gang}) \end{aligned}$$

Damit Reserven für Beschleunigung oder größere Steigung:

$$\begin{aligned} F_{trac,surplus4} = A_4 - F_{R,tot} &= 530 \text{ N} \quad (4. \text{ Gang}) \\ F_{trac,surplus3} = A_3 - F_{R,tot} &= 1050 \text{ N} \quad (3. \text{ Gang}) \end{aligned}$$

2.2 Mechanik der Antriebskräfte

Nach Fahrzustandsdiagramm Abb. 2.1-30 Kräfte bekannt, die von Antrieb an Antriebsrädern bereitgestellt werden können.

Noch offen:

Welche Kräfte sind von Antriebsrädern auf Straße übertragbar?

Übertragung durch Reibung, daher wichtig:

- Schwerpunktlage
- Achslasten
- Reibwerte

2.2.1. Schwerpunktlage

Horizontale Lage:

Nach Abb. 2.2-1 folgt aus Summe der Momente um Vorder- bzw. Hinterachsmitte:

$$s_f = \frac{F_{G,r}}{F_G} \cdot l_W$$

$$s_r = \frac{F_{G,f}}{F_G} \cdot l_W$$

Vertikale Lage:

Nach Abb. 2.2-2 folgt aus Summe der Momente um Vorderachsmitte:

$$F_{Q,r} \cdot l_W \cdot \cos \alpha_{In} = F_G \cdot (h_a \cdot \sin \alpha_{In} + s_f \cdot \cos \alpha_{In})$$

mit $F_G \cdot s_f = F_{G,r} \cdot l_W$

folgt:

$$h_a = \frac{F_{Q,r} - F_{G,r}}{F_G} \cdot l_W \cdot \text{ctg} \alpha_{In}$$

$$h = h_a + r$$

worin nach Abb. 2.2-1 und Abb. 2.2-2

$F_{G,r}$ = Hinterachslast in Ebene, $\alpha_{In} = 0$

$F_{Q,r}$ = Hinterachslast in Neigung, $\alpha_{In} \neq 0$

F_G = Gewichtskraft

r = Abstand Achsmitte zu Latsch

h_a = Abstand Radmittelpunkt - Schwerpunkt

Größenordnung für heutige Fahrzeuge:

$h = 45 - 65 \text{ cm}$	Pkw
$h = 90 - 190 \text{ cm}$	Lkw (leer – voll)
$h = 90 - 175 \text{ cm}$	Tanksattelzug (leer – voll)

2.2.2. Achslasten

Allgemeiner Fall: Beschleunigte Bergfahrt, Abb. 2.2-3.

Es gilt: $F_{GT} = F_{RIn} = \text{Steigungswiderstand}$

$$F_{GT} = F_G \cdot \sin \alpha_{In}$$

$$F_{GN} = F_G \cdot \cos \alpha_{In}$$

} 2.22(1)

Momentengleichgewicht um Aufstandspunkt

- der Hinterräder:

$$F_{G,fN} \cdot l_W = F_{GN} \cdot s_r - F_{GT} \cdot h - F_{RA} \cdot h - F_{RAir} \cdot h_{Air} - F_{trac} \cdot h_{trac}$$

- der Vorderräder:

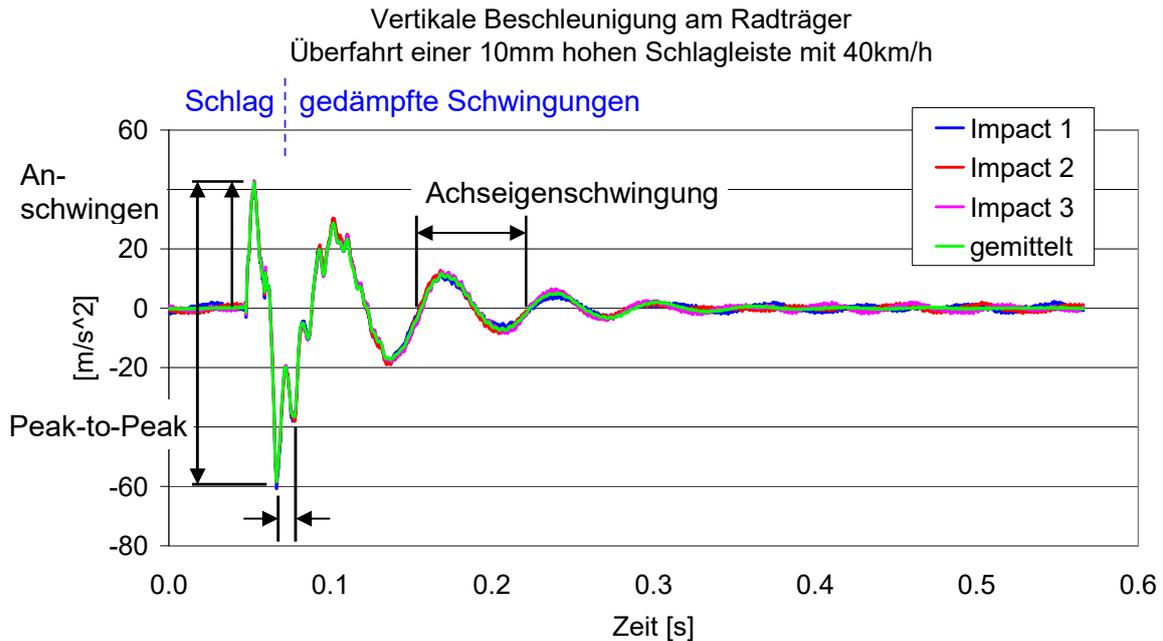
$$F_{G,rN} \cdot l_W = F_{GN} \cdot s_f + F_{GT} \cdot h + F_{RA} \cdot h + F_{RAir} \cdot h_{Air} + F_{trac} \cdot h_{trac}$$

liefert mit Gl. 2.22(1):

$$\boxed{\begin{aligned} F_{G,fN} &= \frac{F_G}{l_W} \cdot \left(s_r \cdot \cos \alpha_{In} - h \cdot \sin \alpha_{In} - \frac{h}{l_W} \cdot \left(F_{RA} + F_{RAir} \cdot \frac{h_{Air}}{h} + F_{trac} \cdot \frac{h_{trac}}{h} \right) \right) \\ F_{G,rN} &= \frac{F_G}{l_W} \cdot \left(s_f \cdot \cos \alpha_{In} + h \cdot \sin \alpha_{In} + \frac{h}{l_W} \cdot \left(F_{RA} + F_{RAir} \cdot \frac{h_{Air}}{h} + F_{trac} \cdot \frac{h_{trac}}{h} \right) \right) \end{aligned}}$$

Anmerkungen:

- Gleichungen für beschleunigte Bergfahrt, Entlastung vorne, Belastung hinten.
- Gebremste Bergfahrt: Vorzeichenumkehr von $F_{RA} = m \cdot a$.
- Ohne Einfluss sind Radwiderstände, da in Aufstandsfläche wirksam, also kein Hebelarm!
- Gleichungen gelten für stationären Betrieb, also Fahrbahn ideal eben und alle Kräfte (auch F_{RA}) konstant.



Anmerkung: Der Peak-to-Peak-Wert der vertikalen Radträgerbeschleunigung hängt von einem tieffrequenten ($<20\text{Hz}$) und einem überlagerten höherfrequenten Anteil ab (ca. 80Hz).

Abb. 2.2-4: Achsschwingungen nach Hindernisüberfahrt
(Achseigenfrequenz Pkw ca. 15Hz).

2.2.3. Antriebsgrenzen

Grenzen möglicher Antriebskräfte ergeben sich aus Achslasten nach Abschnitt 2.1.2 und Reibwerten nach Tab. 2.2-1.

Unterscheide:

- μ_{ad} : Kraftschlussbeiwert (Haftreibwert), Rad rollt, Gummielemente im Latsch haften!
- μ_{sl} : Gleitbeiwert, Rad blockiert oder dreht durch, Gummielemente im Latsch gleiten!

Anmerkungen:

- Reibwerte über 1,0 möglich bei optimaler Kombination Reifen – Fahrbahn, dadurch große Adhäsions- und Hysteresereibung (Abb. 2.2-5).

Beispiel: Hockenheim-Ring, griffiger Asphalt,

Pkw-Reifen: $\mu_{ad} \sim 1,3$

Rennreifen: $\mu_{ad} > 2,0$

- Reibwerte nehmen mit Geschwindigkeit ab.
- Bei Nässe oberhalb 80 km/h , bei viel Wasser und wenig Profil \Rightarrow Aquaplaning, d.h.

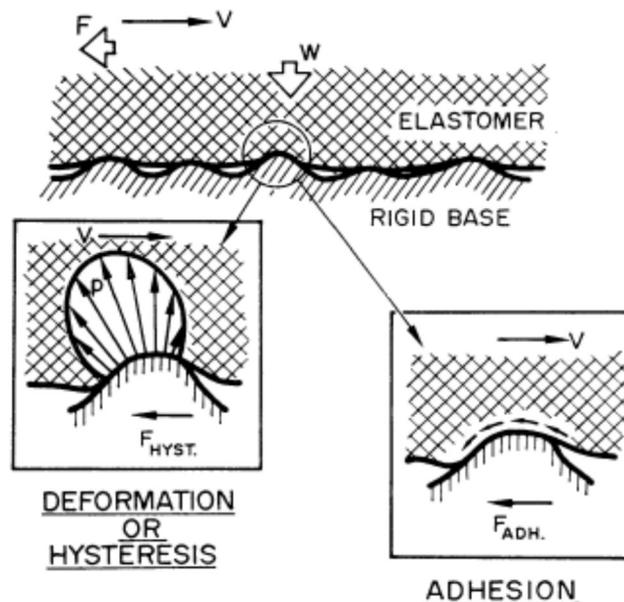
$$\text{„}\mu\text{“} = \text{Horizontalkraft} / \text{Vertikalkraft} < 0,1$$

Reifen schwimmt, kein Reibkontakt, Horizontalkraft reiner Schwallwiderstand, Reifen ohne Führungseigenschaften.

Vom Motor her steht an Antriebsachse die Antriebskraft (Zugkraft) F_D [kN] (Abb. 2.1-30) zur Verfügung.

Fahrbahn	v [km/h]	Zustand	μ_{ad}	μ_{sl}
Beton	bis 40	trocken	0,90	0,85
		nass	0,60	0,55
	über 80	trocken	0,85	0,80
		nass	0,50	0,40
Asphalt	bis 40	trocken	0,95	0,85
		nass	0,70	0,60
	über 80	trocken	0,85	0,75
		nass	0,60	0,50
Pflaster	etwa 60	trocken	0,60	0,50
Hartschnee		-	0,30	0,20
		Spikes	0,45	0,45
		Ketten	0,60	0,50
Spiegeleis		-	0,15	0,15
		Spikes	0,40	0,40
		Ketten	0,50	0,50

Tab. 2.2-1: Größenordnung von Reibwerten zwischen Reifen und Fahrbahn. Angegeben sind Werte im oberen Schwankungsbereich, die insbesondere auf nasser Fahrbahn erheblich unterschritten werden können.



aus: H. W. Kummer, W. E. Meyer, *Automobiltechn. Z.* **69**, 245 & 382 (1967)

Abb. 2.2-5: Entstehung von Adhäsions- und Hysteresereibung bei Gleiten des Reifens über (unebene) Fahrbahn.

Einflussgröße	Einheit	Ausgangswert	veränderter Wert	Veränderung um	$F_{D,f,max}$ (FWD)		$F_{D,r,max}$ (RWD)		$F_{D,f,max}$ (AWD)		$F_{D,r,max}$ (AWD)	
					[N]	%	[N]	%	[N]	%	[N]	%
Veränderung												
F_G	N	10200	12240	20%	4.342	20,1%	3.696	19,9%	3.626	20,1%	4.534	19,9%
l_w	m	2,345	2,814	20%		2,7%		-3,7%		7,0%		-5,6%
s_f	m	0,863	1,0356	20%		-11,6%		20,0%		-16,6%		13,2%
s_r	m	1,482	1,7784	20%		20,0%		-34,3%		28,4%		-22,7%
h	m	0,55	0,66	20%		-2,8%		4,3%		-8,0%		6,4%
μ_{ad}	-	0,8	0,96	20%		16,3%		25,8%		9,9%		28,1%
f_{RR}	-	0,011	0,0132	20%		0,1%		-0,1%		0,1%		-0,1%
v	km/h	100	200	100%		-1,2%		2,1%		-1,7%		1,4%
Steigung	%	1	10	900%		-0,5%		-0,5%		-0,5%		-0,5%
C_d	-	0,371	0,4452	20%		-0,1%		0,1%		-0,1%		0,1%
A	m ²	1,73	2,076	20%		-0,1%		0,1%		-0,1%		0,1%
h_{Air}	m	0,75	0,9	20%		-0,3%		0,5%		-0,4%		0,3%

Tab. 2.2-2: Einflussparameter auf Antriebsgrenzen.

F_G = Fahrzeuggewicht, l_w = Radstand, s_f = fahrbahnparalleler Abstand Schwerpunkt von Vorderachse, s_r = desgl. für HA,
 h = Abstand des Schwerpunkts von der Fahrbahn, μ_{fr} = Haftbeiwert Reifen/Fahrbahn, f_{RR} = Rollwiderstandsbeiwert des
 Gesamtfahrzeugs, v = Fahrgeschwindigkeit, c_d = Luftwiderstandsbeiwert, A = Querschnittsfläche des Fahrzeugs, h_{Air} =
 Abstand des Luftwiderstandsangriffpunkts von der Fahrbahn, $F_{D,f,max}$ = max. übertragbare Antriebskraft an der
 Vorderachse, $F_{D,r,max}$ desgl. für HA, FWD = Frontantrieb, RWD = Heckantrieb, AWD = Allradantrieb.

Antriebsgrenze: Übertragbare Umfangskraft begrenzt durch Rutschgrenze, abhängig von Reibwert und Achslast.

$$F_{D,f \max} = \mu_{ad} \cdot F_{G,fN} \quad \text{Frontantrieb}$$

$$F_{D,r \max} = \mu_{ad} \cdot F_{G,rN} \quad \text{Heckantrieb}$$

$$F_{D,\max} = \mu_{ad} \cdot F_{GN} \cdot \cos \alpha_{In} \quad \text{Allradantrieb}$$

Nach Abschnitt 2.1.2 gilt für beschleunigte Bergfahrt:

$$\left. \begin{aligned} F_{D,f \max} &= \mu_{ad} \cdot F_{G,fN} = \mu_{ad} \cdot \left\{ \frac{s_r}{l_W} \cdot F_G \cdot \cos \alpha_{In} - \frac{h}{l_W} \cdot \left(F_G \cdot \sin \alpha_{In} + F_{RA} + F_{RAir} \cdot \frac{h_{Air}}{h} + F_{trac} \cdot \frac{h_{trac}}{h} \right) \right\} \\ F_{D,r \max} &= \mu_{ad} \cdot F_{G,rN} = \mu_{ad} \cdot \left\{ \frac{s_f}{l_W} \cdot F_G \cdot \cos \alpha_{In} + \frac{h}{l_W} \cdot \left(F_G \cdot \sin \alpha_{In} + F_{RA} + F_{RAir} \cdot \frac{h_{Air}}{h} + F_{trac} \cdot \frac{h_{trac}}{h} \right) \right\} \\ F_{D,\max} &= \mu_{ad} \cdot F_{GN} = \mu_{ad} \cdot (F_{G,fN} + F_{G,rN}) = \mu_{ad} \cdot F_G \cdot \cos \alpha_{In} \end{aligned} \right\} \quad 2.23(1)$$

Kräftegleichgewicht nach Abb. 2.2-3 liefert für beschleunigte Bergfahrt:

$$F_D = \sum F_{RR,i} + F_{RAir} + F_{RIn} + F_{RA} + F_{trac}$$

Mit $F_{RIn} = F_G \cdot \sin \alpha_{In}$

sowie $\sum F_{RR,i} = \sum (f_{RR,i} \cdot F_{zW,i}) = f_{RR} \cdot F_G \cdot \cos \alpha_{In}$ (später eingesetzt)

gilt für Rutschgrenze:

$$\left. \begin{aligned} F_{D,f \max} &= \sum F_{RR,i} + F_G \cdot \sin \alpha_{In} + F_{RA} + F_{Air} + F_{trac} \\ F_{D,r \max} &= \sum F_{RR,i} + F_G \cdot \sin \alpha_{In} + F_{RA} + F_{Air} + F_{trac} \\ F_{D,\max} &= \sum F_{RR,i} + F_G \cdot \sin \alpha_{In} + F_{RA} + F_{Air} + F_{trac} \end{aligned} \right\} \quad 2.23(2)$$

Anmerkung: Rotatorische Trägheiten der nicht angetriebenen Räder vernachlässigt.

Löse Gl. 2.23(2) auf nach $F_G \cdot \sin \alpha_{In} + F_{RA}$, setze ein in Gl. 2.23(1) und löse auf nach $F_{D,f \max}$, $F_{D,r \max}$, $F_{D,\max}$, erhalte Rutschgrenze für beschleunigte Bergfahrt bei

- Frontantrieb (FWD):

$$F_{D,f \max} = \frac{\mu_{ad}}{l_W + \mu_{ad} \cdot h} \left[F_G \cdot \cos \alpha_{In} \cdot (s_r + f_{RR} \cdot h) + F_{RAir} \cdot (h - h_{Air}) + F_{trac} \cdot (h - h_{trac}) \right]$$

- Heckantrieb (RWD):

$$F_{D,r \max} = \frac{\mu_{ad}}{l_W - \mu_{ad} \cdot h} [F_G \cdot \cos \alpha_{In} \cdot (s_f - f_{RR} \cdot h) - F_{RAir} \cdot (h - h_{Air}) - F_{trac} \cdot (h - h_{trac})]$$

- Allradantrieb (AWD):

$$F_{D,f \max} = \frac{\mu_{ad}}{l_W} [F_G \cdot \cos \alpha_{In} \cdot (s_f - h \cdot [\mu_{ad} - f_{RR}]) + F_{Air} \cdot (h - h_{Air}) + F_{trac} \cdot (h - h_{trac})]$$

$$F_{D,r \max} = \frac{\mu_{ad}}{l_W} [F_G \cdot \cos \alpha_{In} \cdot (s_f + h \cdot [\mu_{ad} - f_{RR}]) - F_{Air} \cdot (h - h_{Air}) - F_{trac} \cdot (h - h_{trac})]$$

$$F_{D,\max} = F_{D,f \max} + F_{D,r \max} = \mu_{ad} \cdot F_G \cdot \cos \alpha_{In}$$

Beachte:

- f_{RR} ist Rollwiderstandsbeiwert des ges. Fahrzeugs, analog zu 2.1.2 definiert als

$$\sum F_{RR,i} = f_{RR} \cdot F_G \cdot \cos \alpha_{In}$$

- Antriebsgrenze (Rutschgrenze) erreicht, wenn für die vom Motor zur Verfügung gestellte Antriebskraft F_D gilt:

$$F_D > F_{D,f \max} \text{ (FWD)}$$

Frontantrieb

$$F_D > F_{D,r \max} \text{ (RWD)}$$

Heckantrieb

$$F_D > F_{D,\max} \text{ (AWD)}$$

Allradantrieb

2.2.4. Front-, Heck- und Allradantrieb

a.) Antriebskräfte an der Rutschgrenze

- Betrachtung achsweise:

Nach 2.2.3 gilt für beschleunigte Bergfahrt:

$$F_{D,f \max}(\text{FWD}) > F_{D,f \max}(\text{AWD})$$

$$F_{D,r \max}(\text{RWD}) < F_{D,f \max}(\text{AWD})$$

Ursache anschaulich:

- Allradantrieb nutzt Gesamtgewicht F_{GN} (nicht nur $F_{G,fN}$ bzw. $F_{G,rN}$) für Vortrieb,
- daher Beschleunigung und damit F_{RA} an Rutschgrenze bei Allradantrieb größer,
- also auch Achslasten bei Allrad
 - + vorne kleiner (als bei Frontantrieb)
 - + hinten größer (als bei Heckantrieb)

Betrachtung antriebsweise:

Nach 2.23 gilt für Antriebsgrenze (Rutschgrenze)

- mit $h_{Air} \approx h$ (d.h. F_{RAir} in Schwerpunkthöhe) und
- $F_{trac} = 0$ (d.h. ohne Anhänger, übliche Betrachtung)

$$F_{D,f \max}(\text{FWD}) / F_{D,r \max}(\text{RWD}) / F_{D,\max}(\text{AWD}) = \frac{s_r + f_{RR} \cdot h}{l_W + \mu_{ad} \cdot h} / \frac{s_f - f_{RR} \cdot h}{l_W - \mu_{ad} \cdot h} / 1$$

Beispiel: Fahrzeug zu Abb. 2.1-30 bei $F_{trac} = 0$.

$F_G =$	10 kN (2 Pers.)	$h =$	550 mm
$l_W =$	2345 mm	$h_{Air} =$	h mm
$s_f =$	863 mm	$f_R =$	0,011 -
$s_r =$	1482 mm	$\mu_{ad} =$	0,8 -

$$F_{D,f \max}(\text{FWD}) / F_{D,r \max}(\text{RWD}) / F_{D,\max}(\text{AWD}) = \frac{0,534}{0,450} / 1$$

Ergebnis:

Antriebsgrenze (Rutschgrenze) im Beispiel mit Abstand am höchsten bei

- Allradantrieb 100 % gefolgt von
- Frontantrieb 53 % und
- Heckantrieb 45 %

Beachte:

- F_G und α_{In} ohne Einfluss, da $F_{D,f \max}(\text{FWD})$, $F_{D,r \max}(\text{RWD})$ und $F_{D,\max}(\text{AWD})$ direkt proportional zu $F_G \cdot \cos \alpha_{In}$ (vgl. 2.23), kürzt sich bei Bildung der Quotienten heraus.
- Allradantrieb AWD stets überlegen, Reihenfolge FWD und RWD = f(Daten, insbes. s_f , s_r , μ_{ad}). Beispielfahrzeug hat weit vorne liegenden Schwerpunkt.



Abb. 2.2-6: Ideale Antriebskraftverteilung FWD/RWD
(Zahlenbeispiele für das Fahrzeug aus Bild 2.1/29)

b.) Vergleich der Antriebsgrenzen (2.2.3) mit verfügbaren Antriebskräften und Fahrwiderständen (2.16)

Betrachtung am Beispiel: Obiges Fahrzeug bei 40 % Steigung

Nach 2.2.3 folgt für

- Antriebsgrenzen (Rutschgrenzen)

$$F_{D,f \max}(\text{FWD}) = 0,8 \cdot 10 \cdot \frac{1482 + 0,011 \cdot 550}{2345 + 0,8 \cdot 550} \cdot \cos \underbrace{21,8^\circ}_{\approx 40 \%}$$

Analog $F_{D,r \max}(\text{RWD})$, $F_{D,\max}(\text{AWD})$, liefert:

$F_{D,r \max}(\text{RWD}) = 3,34 \text{ kN}$
$F_{D,f \max}(\text{FWD}) = 3,97 \text{ kN}$
$F_{D,\max}(\text{AWD}) = 7,43 \text{ kN}$

Aus Fahrzustandsdiagramm Abb. 2.1-30 folgt für

- Maximale Antriebskraft (entspr. Motorleistung)

$F_{D1\max} = 5,12 \text{ kN}$

1. Gang
24 km/h

- Fahrwiderstände

$F_{R,\text{tot}} = 3,87 \text{ kN}$

bei 40 %
24 km/h

Ergebnis für Beispiel bei 40 % Steigung und

• Heckantrieb (RWD):

$$F_{R,\text{tot}} > F_{D,r \max}(\text{RWD}) \quad (1)$$

$$F_{R,\text{tot}} < F_{D1,\max} \quad (2)$$

$$F_{D1,\max} > F_{D,r \max}(\text{RWD}) \quad (3)$$

Steigung 40 % wegen Rutschgrenze (1) nicht befahrbar, obwohl genügend Motorleistung (2) !

• Frontantrieb (FWD):

$$F_{R,tot} < F_{D,f max} (FWD) \quad (1)$$

$$F_{R,tot} < F_{D1,max} \quad (2)$$

$$F_{D1,max} > F_{D,f max} (FWD) \quad (3)$$

Steigung 40 % wegen (1, 2) befahrbar (Beispielfahrzeug hat weit vorne liegenden Schwerpunkt).

Ungünstig: Motorleistung würde wegen (2) deutlich größere Steigungen erlauben, scheitert vorzeitig an Rutschgrenze (3).

• Allradantrieb (AWD):

$$F_{R,tot} < F_{D,max} (AWD) \quad (1)$$

$$F_{R,tot} < F_{D1,max} \quad (2)$$

$$F_{D1max} < F_{D,max} (AWD) \quad (3)$$

Steigung 40 % wegen (1, 2) befahrbar.

Optimal: Deutlich größere Steigungen nach (2, 3) möglich, Grenze im Beispiel gegeben von Motorleistung, nicht von Rutschgrenze (3) !

c.) Antriebskraftverteilung bei Allradantrieb

Bisher bei Allradantrieb nach 2.2.3 stets vorausgesetzt:

$$F_{D,max}(AWD) = F_{D,f max}(AWD) + F_{D,r max}(AWD) = \mu_{ad} \cdot F_G \cdot \cos \alpha_{In}$$

Anschaulich:

Überlegenheit des AWD deshalb, weil Gesamtgewicht

$$F_G \cdot \cos \alpha_{In}$$

für Vortrieb genutzt. Trifft jedoch nur zu, wenn beide Achsen gleichzeitig an Rutschgrenze kommen, wenn also Antriebskraftverteilung an Rutschgrenze

$$q = \frac{F_{D,f max} (AWD)}{F_{D,r max} (AWD)}$$

d.h. nach 2.23 (bei $h=h_{Air}$ und $F_{trac} = 0$)

$$q = \frac{s_r - h \cdot (\mu_{ad} - f_{RR})}{s_f + h \cdot (\mu_{ad} - f_{RR})}$$

Ideale Verteilung

Demnach

$$q = f(\text{Fahrzeugdaten und } \mu_{ad})$$

Also ideale Antriebskraftverteilung q ohne besondere Regelung nur bei Auslegungsreibungsmöglichkeit μ_h möglich. Bei allen anderen μ_h kommt eine Achse vorzeitig an Rutschgrenze, d.h. bei ausgeführtem Allradantrieb:

$$F_{D,max}(tats.) < F_{D,max}(theor.)$$

d.) Ausgeführte Bauarten von Allradantrieben

- Starrer Allradantrieb:

Abb. 2.2-7

Starre Verbindung der Achsen $n_f / n_r = 1$, Nachteile:

- Verspannungen im Antrieb bei Kurven (Verschleiß, Lenkverhalten in engen Kurven, Kraftstoffverbrauch!),
- daher nur als Allrad im Gelände, bei Normalfahrt AWD ausgekuppelt.

- Kraftgesteuerter Allradantrieb:

Abb. 2.2-8 und Abb. 2.2-9

Getriebeausgangsmoment auf Mittendifferenzial (vgl. Abschn. 5.3.2), verteilt Momente im Verhältnis

$$M_f / M_r = \text{konst.}$$

(in Abb. 2.2-8 $M_f / M_r = 1$) auf beide Achsen.

Vorgenannte Nachteile des starren AWD entfallen, daher als permanenter AWD geeignet.

Nachteil kraftgesteuerter AWD:

$$\text{Antriebskraftverteilung} \neq f(\mu_{ad})!$$

d.h. eine Achse erreicht meist vorzeitig die Rutschgrenze.

Verbesserung:

- Mittendifferenzial als Sperrdifferenzial (vgl. Abschn. 5.3.2). Damit an Antriebsgrenze (hoher Differenzschlupf der Achsen, da eine Achse „durchdreht“) die konstruktiv vorgegebene Momentenverteilung verändert.
- Sperrwirkung durch parallele Anordnung einer Viskokupplung (vgl. Abschn. 4.1.3). Achse nahe Rutschgrenze \Rightarrow hoher Differenzschlupf der Achsen \Rightarrow durchdrehende Achse über Viskokupplung abgefangen, Stützmoment der Viskokupplung geht auf andere Antriebsachse.

Nachteile:

- Mögliche „Härte“ gegen Schlupf begrenzt.
- Beim Bremsen Einfluss auf Bremskraftverteilung (vgl. 2.3.3), da Differenzschlupf der Achsen behindert.
- Aus selbem Grund Probleme bei ABS.
- Ausführung mit Torsen-Differenzial (torque-sensing, vgl. Abschn. 5.3). Sperrwirkung abhängig von Eingangsmoment, daher bei Bremsung ohne Wirkung.

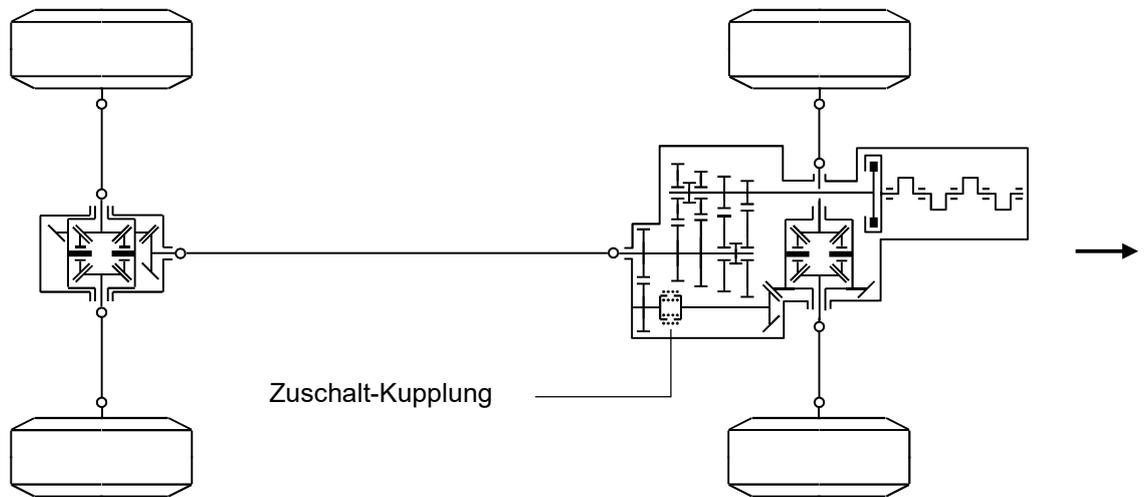


Abb. 2.2-7: Starrer Allradantrieb. Einsatz im Gelände, bei Normalfahrt ausgekoppelt.

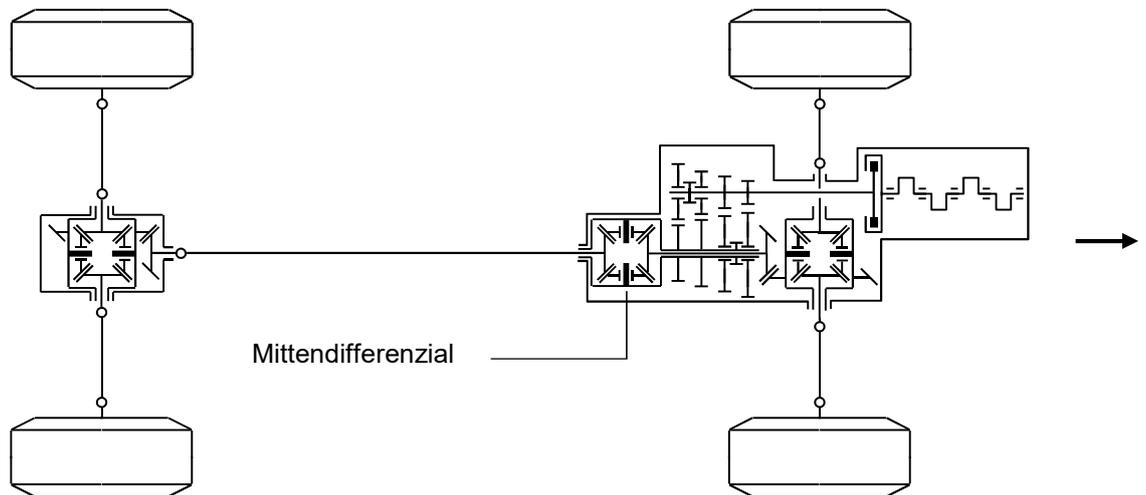


Abb. 2.2-8: Kraftgesteuerter Allradantrieb, Mittendifferenzial erlaubt spannungsfreie Fahrt in engen Kurven und verteilt das Antriebsmoment in konstantem Verhältnis auf beide Achsen. Als permanenter Allradantrieb geeignet.

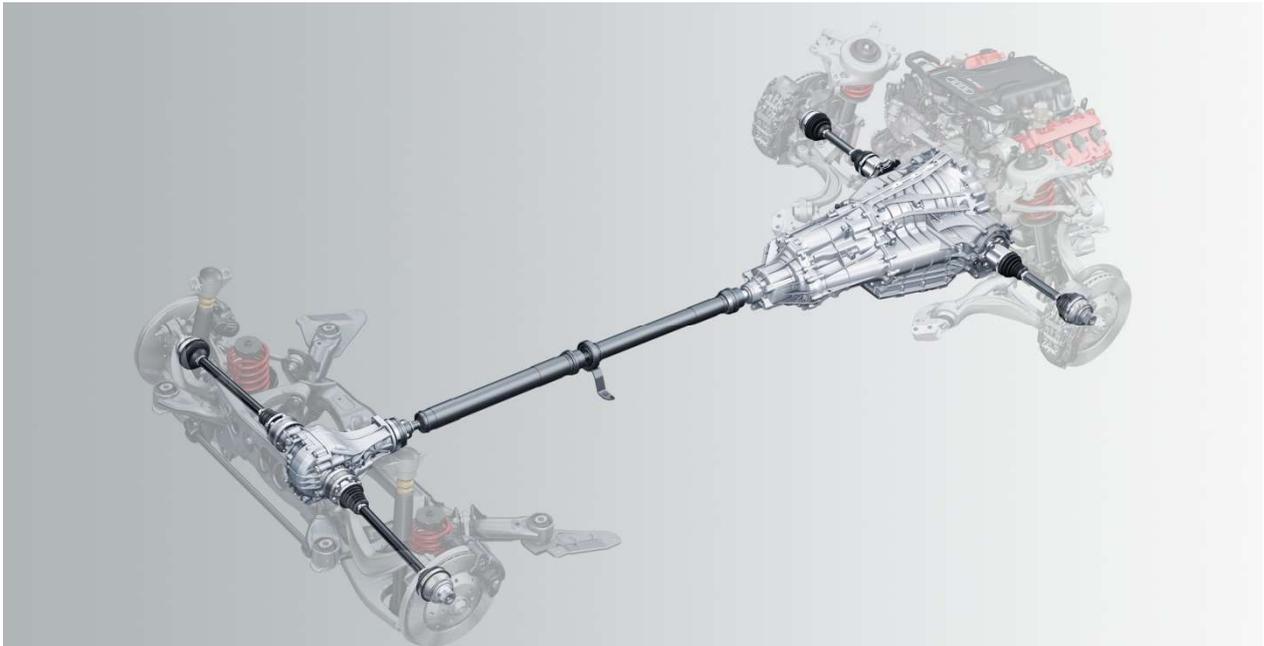


Abb. 2.2-9: Kraftgesteuerter Allradantrieb mit Mittendifferenzial (im Getriebe integriert): quattro-Antriebsstrang der Firma Audi für längseingebaute Motoren, Grundverteilung der Momente vorne/hinten 40/60, mit Sperrwirkung (Quelle: Audi AG)

- Schlupfgesteuerter Allradantrieb:

Abb. 2.2-10

Im Bild Frontantrieb, Ausgang Frontdifferenzial über Viskokupplung auf Heckdifferenzial. Vorderachse nahe Rutschgrenze \Rightarrow Differenzschlupf zu Hinterachse \Rightarrow Viskokupplung nimmt Moment auf \Rightarrow Hinterachse angetrieben.

Viskokupplung möglichst hart, gut für Vortrieb. Beim Bremsen vollständige Trennung der Hinterachse vom Antrieb durch Freilauf, d.h.

- kein Einfluss auf konstruktiv vorgegebene Bremskraftverteilung,
- kein Problem mit ABS.

- Allradantrieb mit regelbarer Längskupplung:

Abb. 2.2-11

Selbsttätig wirkende Viskokupplung von Abb. 2.2-10 ersetzt durch elektronisch schalt- und regelbare Längskupplung (z.B. Haldex-Kupplung, siehe Abschn. 4.14). In Abb. 2.2-11 Beispiel Frontantrieb, Raddrehzahlen gemessen, Schlupf wird erkannt, zweite Achse wird je nach Bedarf mehr oder weniger stark angekoppelt.

Damit möglich:

- Fahrer wählt verschiedene Regelprogramme je nach Fahrbahnzustand oder automatische Regelung.
- Zuschaltung angezeigt, informiert über kritischen Kraftschluss.

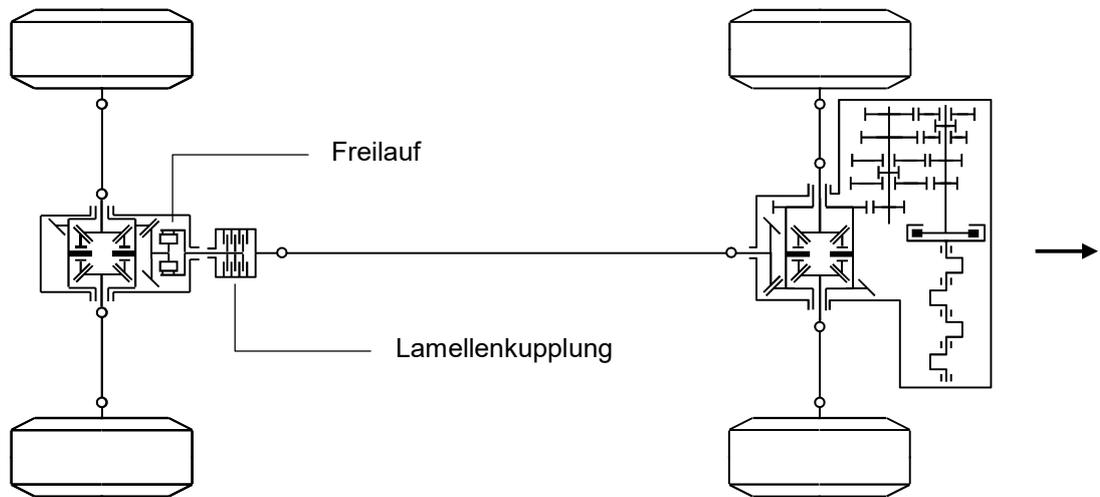


Abb. 2.2-10: Schlupfgesteuerter Allradantrieb. Basisfahrzeug mit Frontantrieb, Hinterachse abhängig von Differenzschlupf der Achsen über Viskokupplung mit Antriebskraft beaufschlagt.

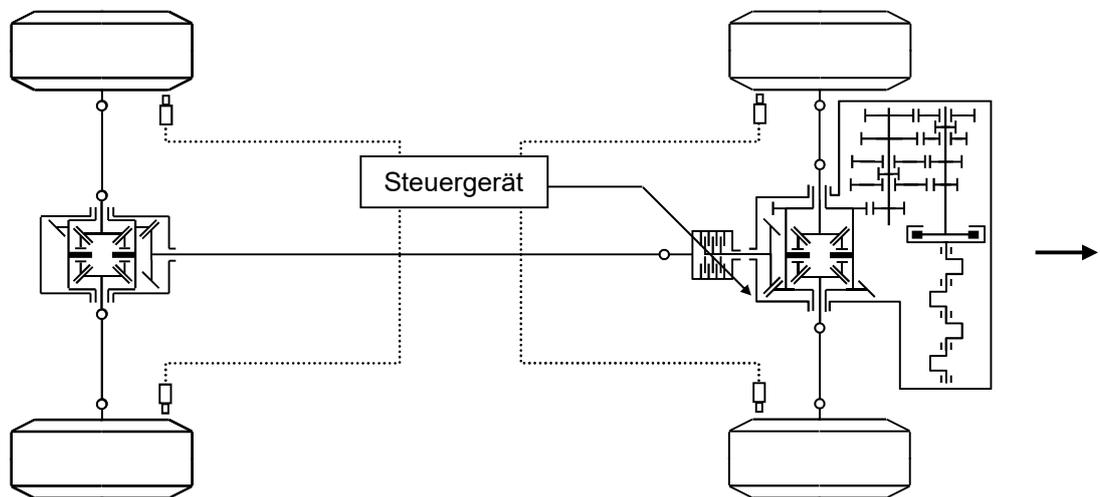


Abb. 2.2-11: Allradantrieb mit regelbarer Längskupplung. Basisfahrzeug mit Frontantrieb, Hinterachse bei Bedarf über Längskupplung zugeschaltet.

2.3 Mechanik der Bremskräfte

2.3.1 Bremsstabilität und Lenkfähigkeit

Bei Bremsung mit blockierten Rädern kann Stabilität der Fahrzeugbewegung und Lenkfähigkeit verloren gehen.

Ursache: Blockierte Räder können keine Seitenführungskräfte auf Fahrbahn übertragen.

Störung der Fahrzeugbewegung:

- Durch äußere Querkraft F_y (z.B. Seitenwind)
- Durch Lenkeffekte von Rädern (z.B. Einfedern auf Unebenheit) \Rightarrow Kursänderung \Rightarrow Fliehkraft F_y

Blockierte Hinterachse und Störung:

Abb. 2.3-2

Störkraft F_y kann nur an Vorderachse ausgeglichen werden, da hinten keine Seitenführungskräfte möglich.

Summe der Kräfte liefert $|F_y| = |F_{yWf}|$

Es entsteht Störmoment $M_S = s_f \cdot F_{yWf}$

Daraus folgt: Moment M_S dreht Fahrzeug aus Wirkungslinie der res. „Zugkraft“ $F_{\text{trac, res}}$ heraus, φ wächst gegen 180° , instabil!

Blockierte Vorderachse und Störung:

Abb. 2.3-1

Analoge Betrachtung:

Summe der Kräfte liefert $|F_y| = |F_{yWr}|$

Es entsteht Störmoment $M_S = s_r \cdot F_{yWr}$

Daraus folgt: Moment M_S dreht Fahrzeug in Wirkungslinie von $F_{\text{trac, res}}$ hinein, φ geht gegen 0, stabil!

Beide Achsen blockiert und Störung:

Keine Seitenkräfte mehr möglich, also auch kein stat. Gleichgewicht in Querrichtung möglich.

Summe der Kräfte liefert $F_y = m \cdot \ddot{y}$

Es entsteht kein Störmoment $M_S = 0$

Daraus folgt: Fahrzeug driftet bei Störung seitlich weg, Drehung indifferent.

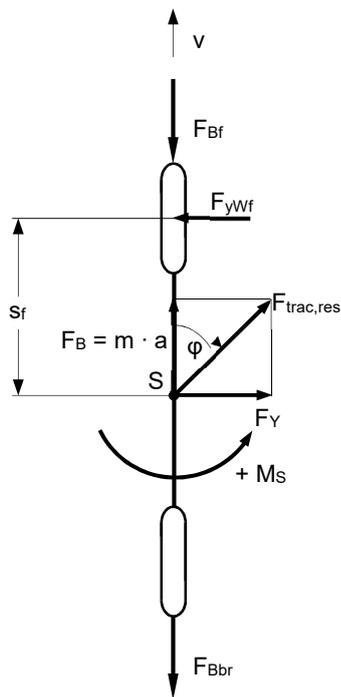


Abb. 2.3-2: Hinterachse blockiert, Fahrzeug instabil.

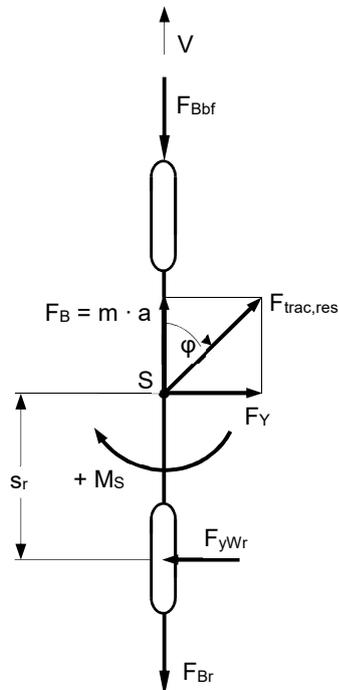


Abb. 2.3-1: Vorderachse blockiert, Fahrzeug stabil, aber nicht mehr lenkfähig.

Ergebnis:

- Blockieren hinten: Instabiles Drehschleudern, trotz Lenkfähigkeit nicht beherrschbar.
- Blockieren vorne: Stabiles Schieben geradeaus (auch aus Kurven!), lenk-unfähig.
- Blockieren hinten und vorne: Seitliches Driften, Drehung indifferent, lenkunfähig.

Daraus Forderung für optimale Bremsanlage:

- Auf keinen Fall dürfen Hinterräder allein blockieren,
- daher Blockierreihenfolge zuerst Vorder-, dann Hinterachse.
- Am besten Blockieren ganz vermeiden, da nur dann Fahrzeug stets lenkfähig und beherrschbar.

2.3.2 Kraftschlussbeanspruchung und Abbremsung

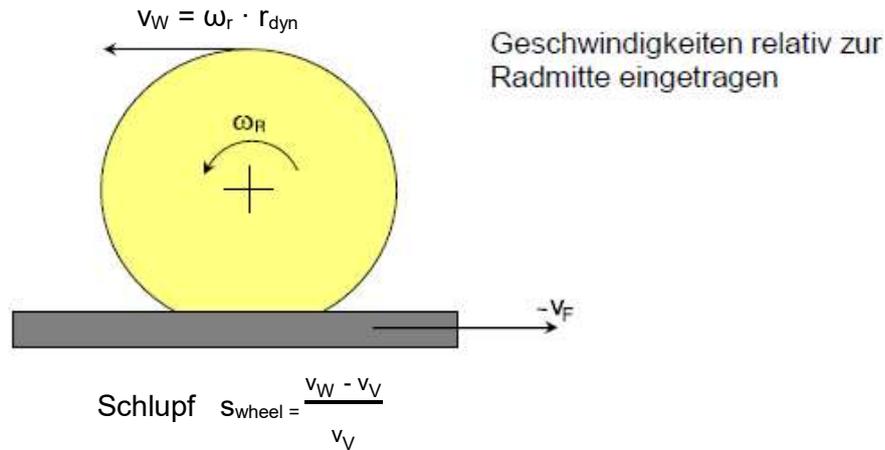
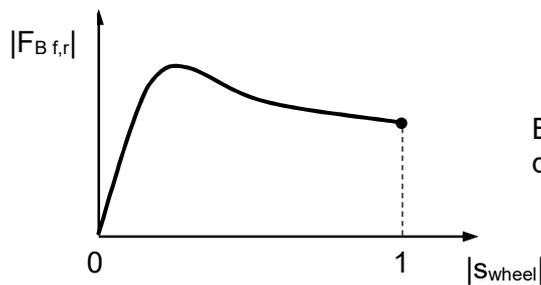


Abb. 2.3-3: Schlupfdefinition (W = Wheel, V = Vehicle)

- Kraftschlussbeanspruchung an Achse

Indizes f (front), r (rear)



Bremskräfte entstehen abhängig vom Schlupf des Rades bzw. der Achse.

Es gilt:

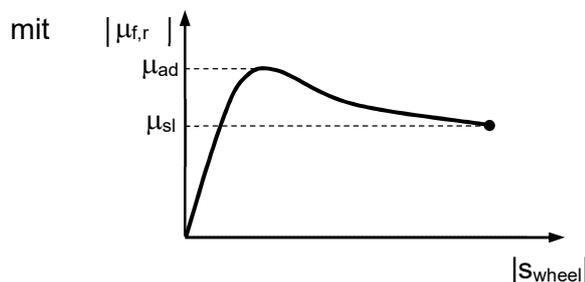
- Bremschlupf $|s_{\text{wheel}}| = 0$: Radumfangsgeschwindigkeit = Fahrgeschwindigkeit
- Bremschlupf $|s_{\text{wheel}}| = 1$: Radumfangsgeschwindigkeit = 0, Räder blockiert.

Bei Bezug auf Achslast gilt

- bei bel. Teil- oder Maximalbremsung (d.h. größtmögliche Bremsung):

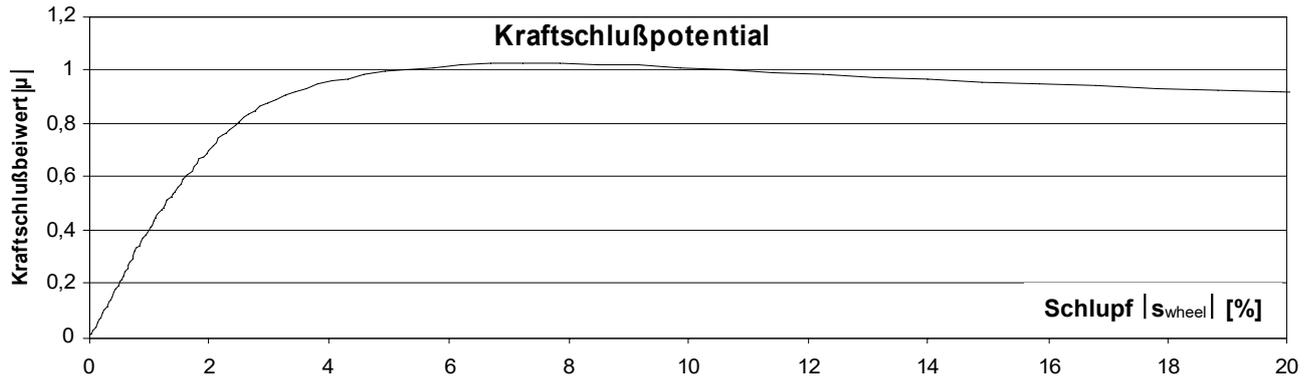
$$\mu_{f,r} = \frac{F_{B f,r}}{F_{G f,r}}$$

Kraftschlussbeanspruchung einer Achse

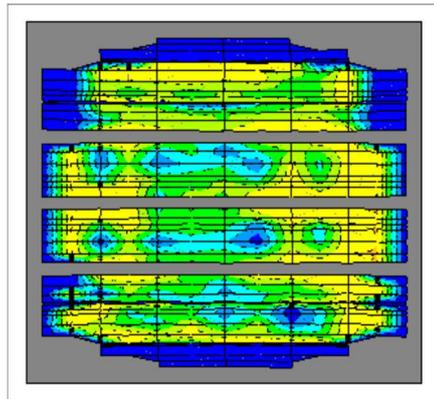


μ_{ad} = Max. Reibwert (Haftreibwert)

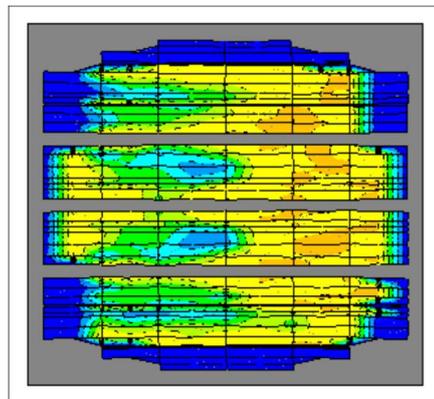
μ_{sl} = Gleitreibwert



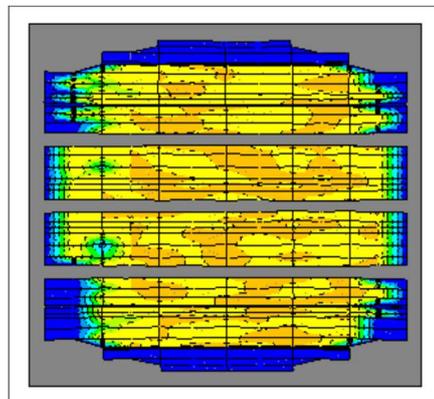
Geringes
Antriebsmoment
(Anteil der Gleit-
bereiche gering)



Mittleres
Antriebsmoment
(Gleitungen
hauptsächlich im
hinteren Bereich der
Bodenaufstandsfläche)



Hohes
Antriebsmoment
(Anteil der Gleit-
bereiche sehr groß)



Adhesivbereiche

FEM-Berechnung,
stationär rollend
mit zunehmendem
Bremsmoment bei
Coulomb'scher
Reibung.

Links befindet sich die
Einlaufkante und
rechts die
Auslaufkante der
Bodenaufstandsfläche

Gleitbereiche

Abb. 2.3-4: Haft- und Gleitbereiche in der Bodenaufstandsfläche des Reifens bei Bremschlupf.

bei Maximalbremsung für:

- Vorderachse:

$$\mu_f = \mu_{ad} = \left(\frac{F_{Bf}}{F_{Gf}} \right)_{\max}$$

- Hinterachse:

$$\mu_r = \mu_{ad} = \left(\frac{F_{Br}}{F_{Gr}} \right)_{\max}$$

Dabei an Vorder- und Hinterachse jeweils bei voller Ausnutzung des Kraftschlusses selber Haftreibwert

$$\mu_{ad} (= \mu_{adf} = \mu_{adr})$$

angesetzt.

- Kraftschlussbeanspruchung am Gesamtfahrzeug

Bei Bezug auf Gesamtfahrzeug (Abb. 2.3-5) gilt

- bei bel. Teil- oder Maximalbremsung:

$$\mu = \frac{F_B}{F_G} = \frac{F_{Bf} + F_{Br}}{F_G} = \frac{\mu_f \cdot F_{Gf} + \mu_r \cdot F_{Gr}}{F_G}$$

Kraftschlussbeanspruchung am Gesamtfahrzeug

- bei Maximalbremsung (d.h. größtmögliche Bremsung eines tatsächlich ausgeführten Fahrzeugs):

- $\mu_f = \mu_{ad}$, $\mu_r < \mu_{ad}$ wenn Vorderachse zuerst an Rutschgrenze
- $\mu_r = \mu_{ad}$, $\mu_f < \mu_{ad}$ wenn Hinterachse zuerst an Rutschgrenze
- $\mu_f = \mu_r = \mu_{ad}$ wenn beide Achsen zugleich an Rutschgrenze (ideal!)

- Abbremsung des Gesamtfahrzeugs

Definition:

$$z = \frac{a}{g}$$

Abbremsung des Gesamtfahrzeugs

Nach Abb. 2.3-5 gilt am Gesamtfahrzeug

- bei bel. Teil- oder Maximalbremsung:

$$z = \frac{m \cdot a}{m \cdot g} = \frac{F_B}{F_G} = \frac{F_{Bf} + F_{Br}}{F_G}$$

$$z = \frac{m \cdot a}{m \cdot g} = \mu = \frac{\mu_f \cdot F_{Gf} + \mu_r \cdot F_{Gr}}{F_G}$$

Abbremsung am Gesamtfahrzeug

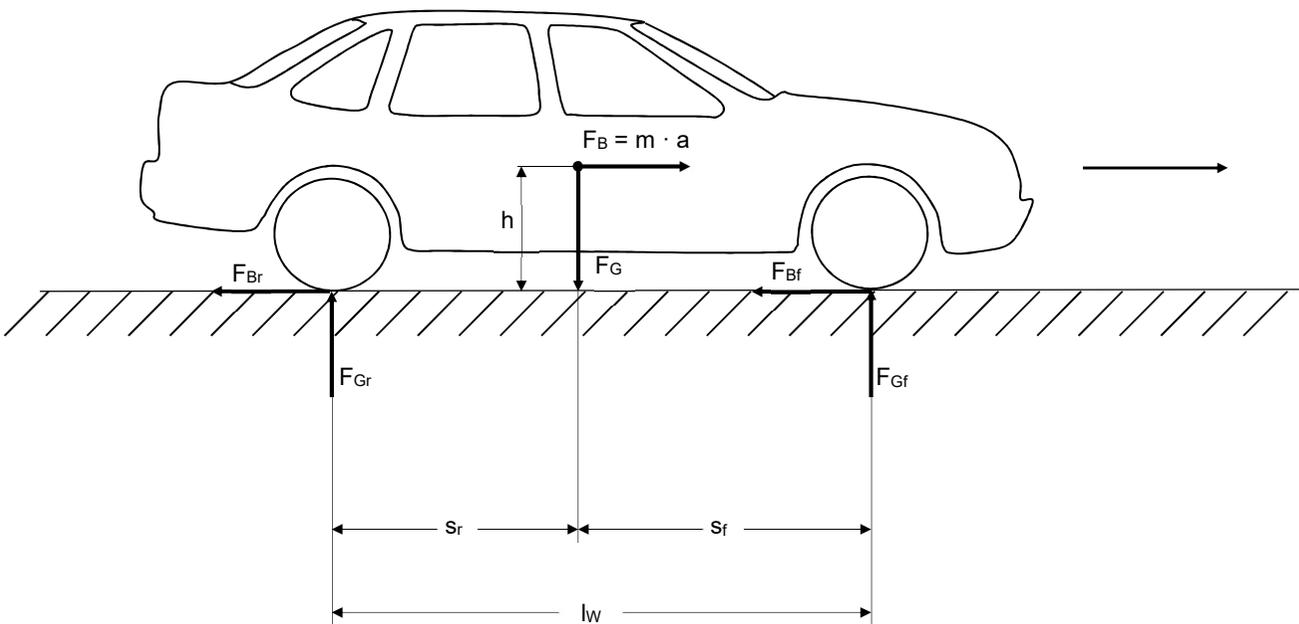


Abb. 2.3-5: Kräfte am gebremsten Fahrzeug.

Fallunterscheidung wie bei Kraftschlussbeanspruchung.

Abbremsung z nach Umformung:

$$\frac{F_{Br}}{F_G} = z - \frac{F_{Bf}}{F_G}$$

Also in Darstellung $\frac{F_{Br}}{F_G} = f\left(\frac{F_{Bf}}{F_G}\right)$ als Geraden, vgl. Abb. 2.3-6

- Gütegrad η_Q einer Abbremsung

Gütegrad η_Q ist definiert für Gesamtfahrzeug bei Maximalbremsung,

η_Q vergleicht für best. Kombination von Fahrzeug und Fahrbahn z_{limit} und z_{max} .

- z_{limit} : Physikalische (theoretische) Obergrenze der Abbremsung eines Fahrzeugs, erreichbar, wenn bei entspr. Bremspedalkraft alle Achsen (Räder) gleichzeitig bei μ_{ad} (Haftreibwert), also

$$\mu_f = \mu_r = \mu_{ad}$$

bzw.

$$z_{limit} = \frac{\mu_r \cdot F_{Gf} + \mu_r \cdot F_{Gr}}{F_G} = \mu_{ad}$$

- z_{max} : Tats. Obergrenze, kleiner als z_{limit} , wenn Vorder- (bzw. Hinter-) achse voreilt, also vorzeitig die Rutschgrenze (μ_{ad}) erreicht und damit z_{max} begrenzt.

Gütegrad η_Q definiert:

$$\eta_Q = \frac{z_{max}}{z_{limit}} = \frac{z_{max}}{\mu_{ad}} \leq 1$$

Gütegrad, gültig für Gesamtfahrzeug bei Maximalbremsung

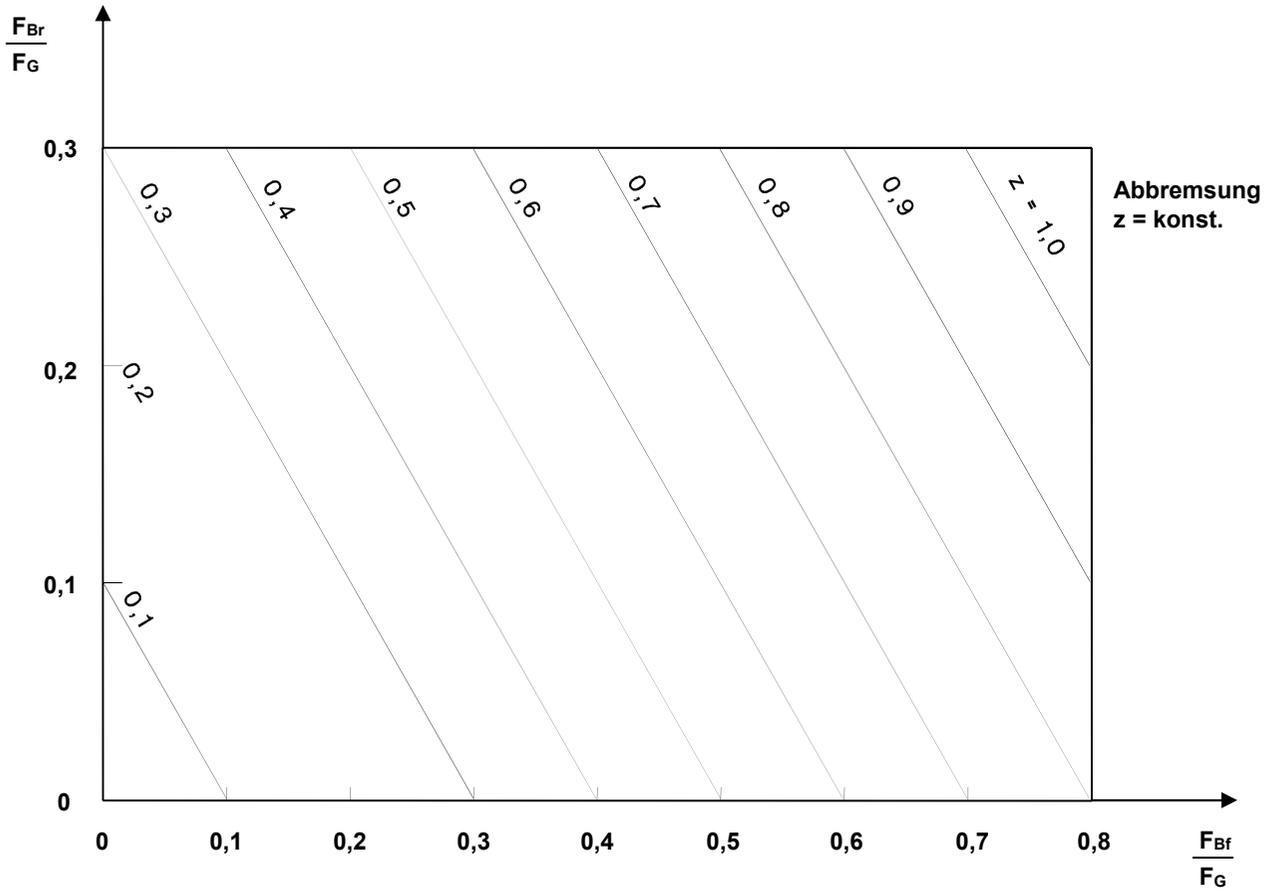


Abb. 2.3-6: Linien konstanter Abbremsung z .

Damit gilt für Maximalbremsung für den Fall, dass

- beide Achsen gleichzeitig an Rutschgrenze

$$z_{\max} = \left(\frac{F_B}{F_G} \right)_{\max} = \frac{\mu_{\text{ad}} \cdot F_{Gf} + \mu_{\text{ad}} \cdot F_{Gr}}{F_G} = \mu_{\text{ad}} = z_{\text{limit}}$$

$$\eta_Q = 1 \quad \text{Stabilitätsgrenze}$$

- Vorderachse zuerst an Rutschgrenze

$$z_{\max} = \left(\frac{F_B}{F_G} \right)_{\max} = \frac{\mu_{\text{ad}} \cdot F_{Gf} + \mu_r \cdot F_{Gr}}{F_G} < z_{\text{limit}}$$

$$\eta_Q < 1 \quad \text{Stabil}$$

- Hinterachse zuerst an Rutschgrenze

$$z_{\max} = \left(\frac{F_B}{F_G} \right)_{\max} = \frac{\mu_r \cdot F_{Gf} + \mu_{\text{ad}} \cdot F_{Gr}}{F_G} < z_{\text{limit}}$$

$$\eta_Q < 1 \quad \text{Instabil}$$

Daraus folgt Forderung:

Gütegrad η_Q einer Maximalbremsung soll möglichst hoch sein!

2.3.3 Bremskraftverteilung

- Beliebige Teil- oder Maximalbremsung

Zu jeder Abbremsung z bzw. Kraftschlussbeanspruchung μ (Teil- oder Maximalbremsung) des Gesamtfahrzeugs gehört eine best. Bremskraft F_B des Gesamtfahrzeugs gemäß

$$z = \mu = \frac{F_B}{F_G}$$

Allein durch F_B ist die Achslastverteilung nach Abb. 2.3-5 festgelegt auf

$$F_{Gf} \text{ und } F_{Gr} \quad (\text{dyn. Achslastverteilung})$$

Diese folgt nach Abb. 2.3-5 aus Momentenbetrachtung um Aufstandspunkt der

- Hinterachse:

$$F_{Gf} \cdot l_W = F_G \cdot s_r + F_B \cdot h \quad \text{bzw. der}$$

- Vorderachse:

$$F_{Gr} \cdot l_W = F_G \cdot s_f - F_B \cdot h$$

mit

$$z = \mu = \frac{F_B}{F_G}$$

zu

$$F_{Gf} = \left(\frac{s_r}{l_W} + \frac{h}{l_W} \cdot z \right) \cdot F_G$$

$$F_{Gr} = \left(\frac{s_f}{l_W} - \frac{h}{l_W} \cdot z \right) \cdot F_G$$

Dyn. Radlastverteilung.
Bei best. Fahrzeug festgelegt allein durch z (d.h. μ bzw. F_B).

Die Verteilung der zugehörigen Bremskräfte (F_{Bf} und F_{Br}) auf die Achsen (F_{Gf} und F_{Gr}) erfolgt entsprechend der jeweiligen Kraftschlussbeanspruchung (μ_f und μ_r , von Bremsmomenten der Radbremsen je nach Betätigung abgerufen.).

Also gilt:

$$F_{Bf} = \mu_f \cdot F_{Gf} = \mu_f \cdot \left(\frac{s_r}{l_W} + \frac{h}{l_W} \cdot z \right) \cdot F_G$$

$$F_{Br} = \mu_r \cdot F_{Gr} = \mu_r \cdot \left(\frac{s_f}{l_W} - \frac{h}{l_W} \cdot z \right) \cdot F_G$$

Dyn. Bremskraftverteilung (F_B auf F_{Bf} und F_{Br}).
Bei best. Fahrzeug festgelegt mit z (F_{Gf} und F_{Gr}) sowie μ_f und μ_r .

- Maximalbremsung

Die Bremskraftverteilung ergibt sich für den Fall

- dass beide Achsen gleichzeitig an Rutschgrenze

aus

$$\mu_f = \mu_r = \mu_{ad}$$

(Haftreibwert)

sowie

$$z = z_{max} = z_{limit} = \mu_{ad}$$

(nach 2.3.2)

zu

$$\frac{F_{Bf}}{F_G} = z \cdot \left(\frac{s_r}{l_W} + \frac{h}{l_W} \cdot z \right)$$

$$\frac{F_{Br}}{F_G} = z \cdot \left(\frac{s_f}{l_W} - \frac{h}{l_W} \cdot z \right)$$

(mit $z = z_{max} = \mu_{ad}$)

⇒

$$\left(\frac{F_{Bf}}{F_{Br}} \right)_{id} = \frac{s_r + h \cdot z}{s_f - h \cdot z}$$

Ideale Bremskraftverteilung = $f(\mu_{ad})$, die Abhängigkeit von μ_{ad} ergibt sich wegen $z = z_{max} = \eta_Q \cdot \mu_{ad}$

Ideal, weil nach 2.3.2

$$\eta_Q = \frac{z_{\max}}{\mu_{ad}} = 1 \quad (\text{Stabilitätsgrenze})$$

d.h. Maximalbremsung nutzt physikalische Obergrenze (μ_{ad} an beiden Achsen) voll aus. Darstellung der idealen Bremskraftverteilung ($\eta_Q = 1$) vgl. Abb. 2.3-7.

Beachte: Kurve hängt von Fahrzeug, also auch von Beladungszustand ($s_f, s_r, h!$) ab.

- dass Vorderachse zuerst an Rutschgrenze

aus

$$\mu_f = \mu_{ad} \quad , \quad \mu_r < \mu_{ad}$$

zu

$$\begin{aligned} \frac{F_{Bf}}{F_G} &= \mu_{ad} \cdot \left(\frac{s_r}{l_W} + \frac{h}{l_W} \cdot z \right) \\ \frac{F_{Br}}{F_G} &= z - \frac{F_{Bf}}{F_G} = z - \mu_{ad} \cdot \left(\frac{s_r}{l_W} + \frac{h}{l_W} \cdot z \right) \end{aligned} \quad (\text{mit } z = z_{\max} < \mu_{ad})$$

wobei nach 2.3.2 gilt

$$\eta_Q \leq 1 \quad (\text{Stabil})$$

sowie

$$\eta_Q = \frac{F_{Bf} + F_{Br}}{F_G} \cdot \frac{1}{\mu_{ad}}$$

$$F_{Br} = \eta_Q \cdot \mu_{ad} \cdot F_G - F_{Bf}$$

$$\left(\frac{F_{Bf}}{F_{Br}} \right)_{\max} = \frac{\mu_{ad} \cdot F_{Gf}}{\eta_Q \cdot \mu_{ad} \cdot F_G - \mu_{ad} \cdot F_{Gf}} \quad \text{führe ein } F_{Gf}$$

$$\left(\frac{F_{Bf}}{F_{Br}} \right)_{\max} = \frac{s_r + h \cdot z}{\eta_Q \cdot l_W - (s_r + h \cdot z)} \quad \text{Stabile Bremskraftverteilung} = f(\mu_{ad}) \text{ wegen } z = z_{\max} = \eta_Q \cdot \mu_{ad}$$

Darstellung als Kurven mit $\eta_Q = \text{konst.}$ für verschiedene z in Abb. 2.3-7.

- dass Hinterachse zuerst an Rutschgrenze

aus

$$\mu_r = \mu_{ad} \quad , \quad \mu_f < \mu_{ad}$$

zu

$$\begin{aligned} \frac{F_{Bf}}{F_G} &= z - \frac{F_{Br}}{F_G} = z - \mu_{ad} \cdot \left(\frac{s_f}{l_W} - \frac{h}{l_W} \cdot z \right) \\ \frac{F_{Br}}{F_G} &= \mu_{ad} \cdot \left(\frac{s_f}{l_W} - \frac{h}{l_W} \cdot z \right) \end{aligned} \quad (\text{mit } z = z_{\max} < \mu_{ad})$$

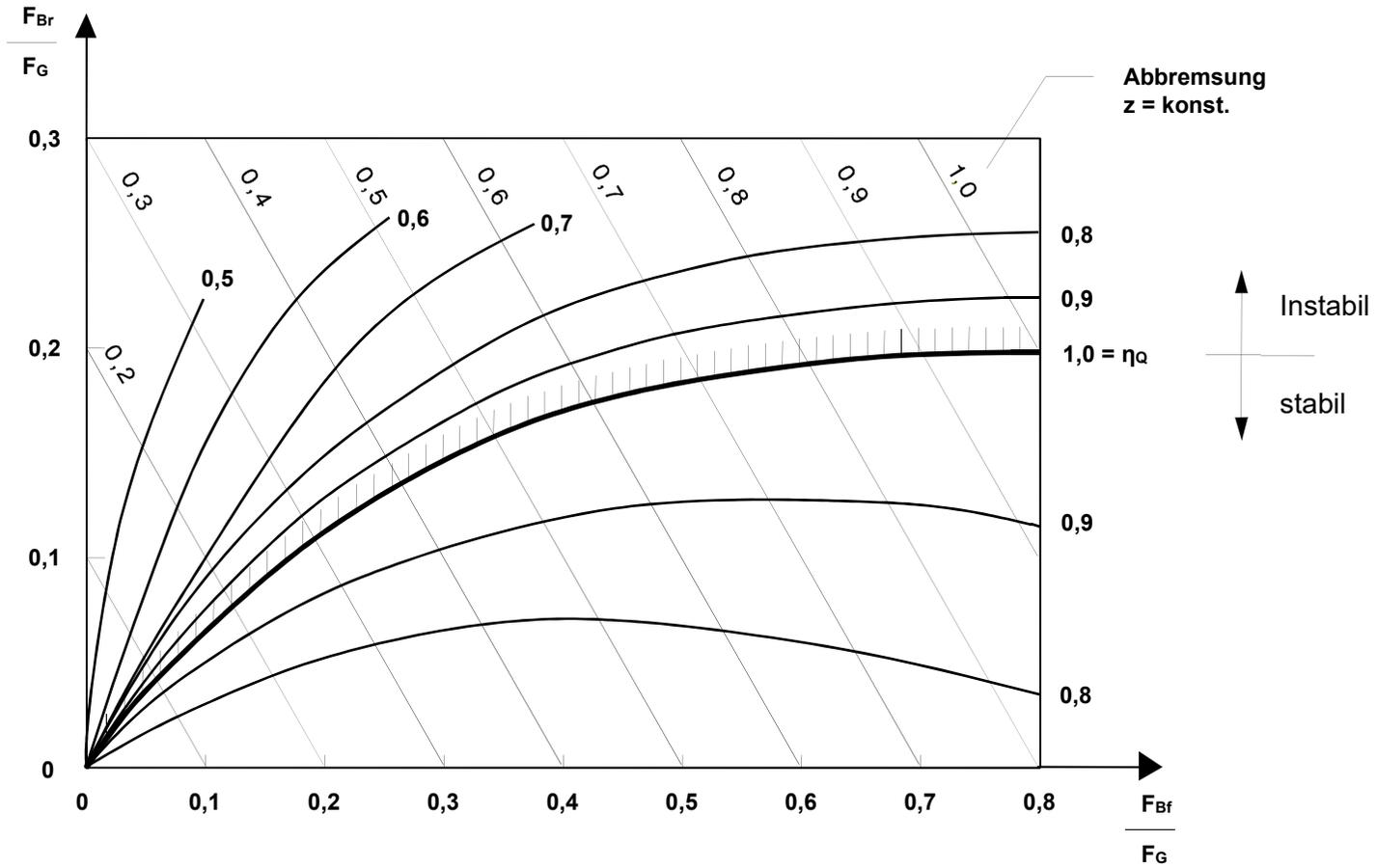


Abb. 2.3-7: Dynamische Bremskraftverteilung. Sie zeigt die Aufteilung der Bremskraft F_B auf F_{Bf} und F_{Br} bei Maximalbremsungen. Eingetragen sind Verteilungen konst. Gütegrades η_Q sowie die zugehörigen Abbremsungen z .

sowie

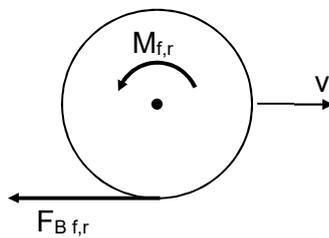
$$\left(\frac{F_{Bf}}{F_{Br}} \right)_{\max} = \frac{\eta_Q \cdot l_W - (s_f - h \cdot z)}{s_f - h \cdot z}$$

Instabile Bremskraftverteilung = $f(\mu_{ad})$, die Abhängigkeit von μ_{ad} ergibt sich wegen

$$z = z_{\max} = \eta_Q \cdot \mu_{ad}$$

2.3.4 Auslegung der Bremskraftverteilung

Bei Bremsung wird über Bremspedal in die Radbremsen ein Druck (Öl, Luft) eingesteuert, der an Radbremsen Bremsmomente aufbaut.



Dabei gilt an Achse f bzw. r:

$$\underline{M_{f,r} = F_{B f,r} \cdot r_{f,r}}$$

wobei $r_{f,r}$ der dyn. Abrollradius ist.

(Rotatorische Trägheiten vernachlässigt)

Aufgabe:

Soll Bremsvorgang bei Maximalbremsung

- stabil (d.h. Vorderachse an Rutschgrenze, Hinterachse darunter) und
- von hohem Gütegrad $\eta_Q = \text{konst.}$ (z.B. 0,98 in Abb. 2.3-7)

sein, so muss gelten

$$\frac{M_f/r_f}{M_r/r_r} = \left(\frac{F_{Bf}}{F_{Br}} \right)_{\max} = \frac{s_r + h \cdot z}{\eta_Q \cdot l_W - (s_r + h \cdot z)} = f(\mu_{ad}) ! \quad 2.34(1)$$

wobei die Abhängigkeit von μ_{ad} wiederum folgt aus

$$z = z_{\max} = \eta_Q \cdot \mu_{ad}$$

Optimale Ausführung:

Messe bei Maximalbremsung mit Vorderachse an Rutschgrenze $F_{Bf} = f(\mu_{ad})$ und $F_{Gf} = f(\mu_{ad})$. Erhalte

$$\underline{\mu_{ad} = \frac{F_{Bf}}{F_{Gf}} \Rightarrow z = z_{\max} = \eta_Q \cdot \mu_{ad} = f(\mu_{ad})}$$

worin η_Q frei wählbar, z.B. $\eta_Q = \text{konst.} = 0,98$

Weiter gilt für das zugehörige Bremsmoment

$$M_f = F_{Bf} \cdot r_f$$

Regle nun Bremsdruck an Hinterradbremzen so, dass gemäß Gl. 2.34(1) für Hinterachse gilt:

$$M_r = M_f \cdot \frac{r_r}{r_f} \cdot \frac{\eta_Q \cdot l_W - (s_r + h \cdot z)}{s_r + h \cdot z} \quad \text{Sollwert für } M_r$$

Erhalte Istwert für M_r aus Messung von F_{Br} gemäß

$$M_r = F_{Br} \cdot r_r \quad (\text{rotatorische Trägheiten vernachlässigt})$$

Wegen Abhängigkeit von μ_{ad} zu aufwendig, daher in der Regel

Tatsächliche Ausführung:

Statt Gl. 2.34(1) wird in der einfachsten Ausführung einer installierten Bremskraftverteilung verwendet:

$$\frac{M_f/r_f}{M_r/r_r} = \text{const.}$$

Da nach Richtlinie 71/320/EWG stabile Maximalbremsung bis mindestens

$$z = z_{\max} = 0,8$$

verlangt, wird aus Gl. 2.34(1)

$$\frac{M_f/r_f}{M_r/r_r} = \left(\frac{F_{Bf}}{F_{Br}} \right)_{\max} = \text{const.} = \left(\frac{F_{Bf}}{F_{Br}} \right)_{id(z=0,8)} \Rightarrow \boxed{\frac{M_f/r_f}{M_r/r_r} = \frac{s_r + 0,8 \cdot h}{s_f - 0,8 \cdot h}}$$

Diese, am Fahrzeug installierte Bremskraftverteilung ist

- in den Koordinaten von Abb. 2.3-8 linear,
- wobei η_Q jetzt nicht mehr konst. Ferner
- schneidet diese Verteilung die ideale Verteilung bei $z = z_{\max} = \mu_{ad} = 0,8$.
(in der Praxis wird der Schnittpunkt eher zu größeren Werten $z > 0,8$ gelegt, da heutige Fahrzeuge bessere Abbremsungen als $z = 0,8$ ermöglichen)

Ergebnis: Bremsung stabil bis (mindestens) $\mu_{ad} = 0,8$.

Nachteil: Bei $\mu_{ad} < 0,8$ ist η_Q rel. schlecht.

Verbesserung: Abgeknickte Verteilung mit Hilfe eines mechanisch-hydraulischen Bremskraftminderers installieren, d.h. ab bestimmten z (entspricht Bremsleitungsdruck) wird Druckanstieg für Hinterachse reduziert.

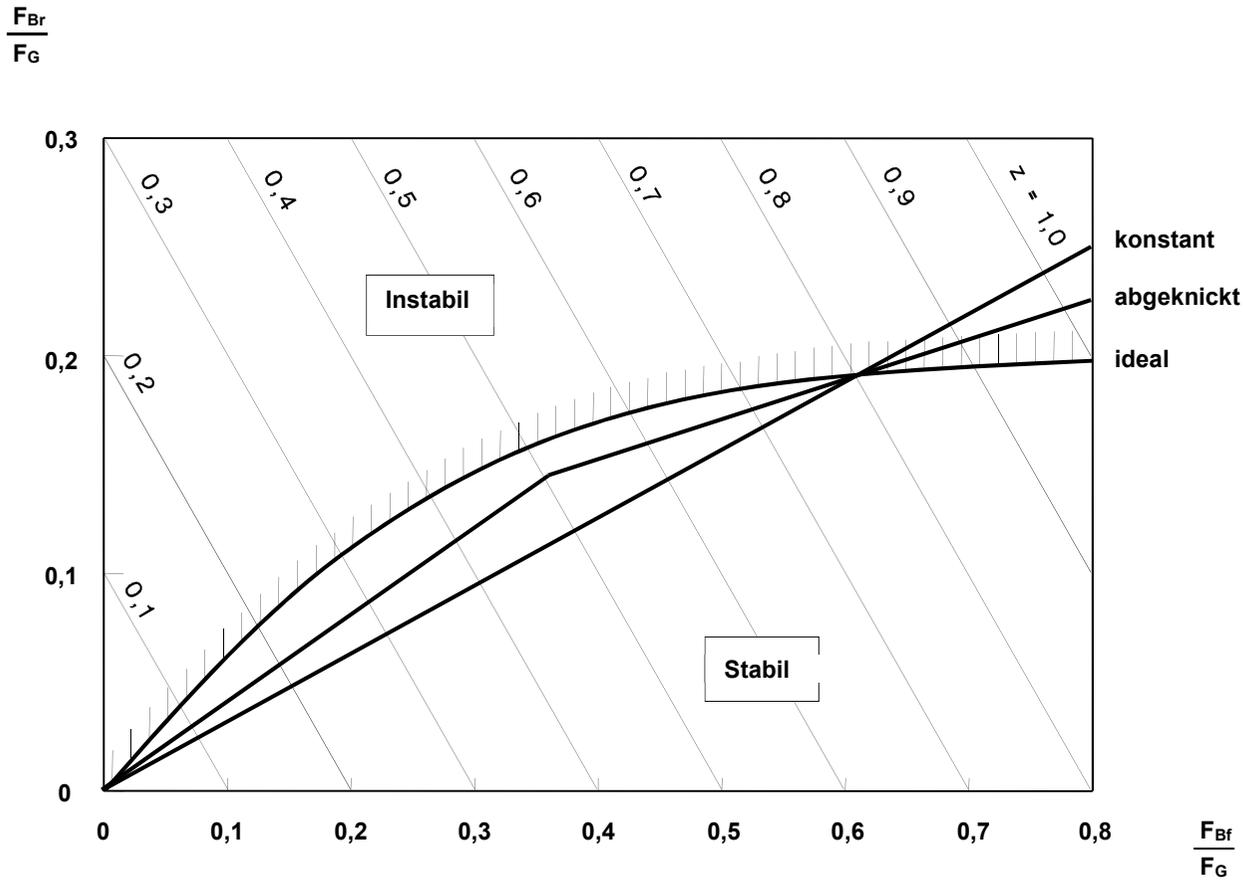


Abb. 2.3-8: Installierte Bremskraftverteilungen im Vergleich zur idealen Verteilung. Die Kurven gelten für Maximalbremsungen.

Beachte: Die zuvor beschriebenen, für Maximalbremsungen installierten Bremskraftverteilungen sollten auch bei Teilbremsungen gelten, da dann Beanspruchungen der Radbremsen ähnlich (weil Kraftschlussbeanspruchungen μ_f und μ_r ähnlich).

2.3.5 Anti – Blockier - System

Für Fahrzeug mit ABS gilt:

- Teilbremsung: gemäß installierter Bremskraftverteilung
- Vollbremsung: Bei jedem aktuellen μ_r führt Schlupfregelung beide Achsen an max. Bremskräfte (entspr. idealer Bremskraftverteilung) heran.

Grundlagen:

- Geregelt wird der Schlupf

$$s_{\text{wheel}} = \frac{v_{\text{Wheel, c}} - v_{\text{Wheel, trans}}}{v_{\text{Wheel, trans}}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (\text{vgl. Abb. 2.3-3})$$

3)

worin

$v_{\text{Wheel, c}}$ = Umfangsgeschw. des Rades

$v_{\text{Wheel, trans}}$ = Translationsgeschw. des Rades

- Abhängigkeit

- Bremskraft $F_B = f(s_{\text{Wheel}})$ bei $\alpha = \text{konst.}$, $F_{zW} = \text{konst.}$
sowie dann noch gleichzeitig übertragbare

- Seitenkraft $F_{yW} = f(s_{\text{Wheel}})$ bei $\alpha = \text{konst.}$, $F_{zW} = \text{konst.}$
vgl. Abb. 2.3-10.

Optimale Bremskraft

in engem Schlupfbereich um $F_{B, \text{max}}$, vgl. Abb. 2.3-9.

Regelbereich = $f(\text{Straßenzustand, Reifen, Betriebsparameter})$

Ausführung:

Komponenten eines ABS-Systems: vgl. Abb. 2.3-11 und Abb. 2.3-12.

- Einzelradregelung

4 Drehzahlsensoren, 4 Regelkanäle, Bremsdruck an jedem Rad individuell geregelt.

- Vorteile

Höchste Bremskräfte

Gute Lenkfähigkeit (bei μ_{ad} rechts und links gleich!)

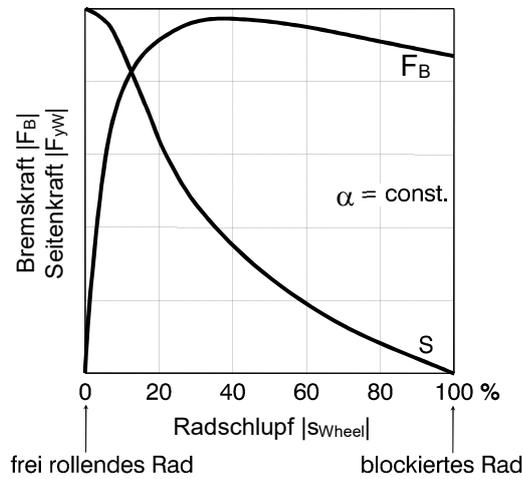


Abb. 2.3-10: Übertragbare Brems- und Seitenkräfte in Abhängigkeit vom Schlupf s_{Wheel} bei konstantem Schräglaufwinkel α .

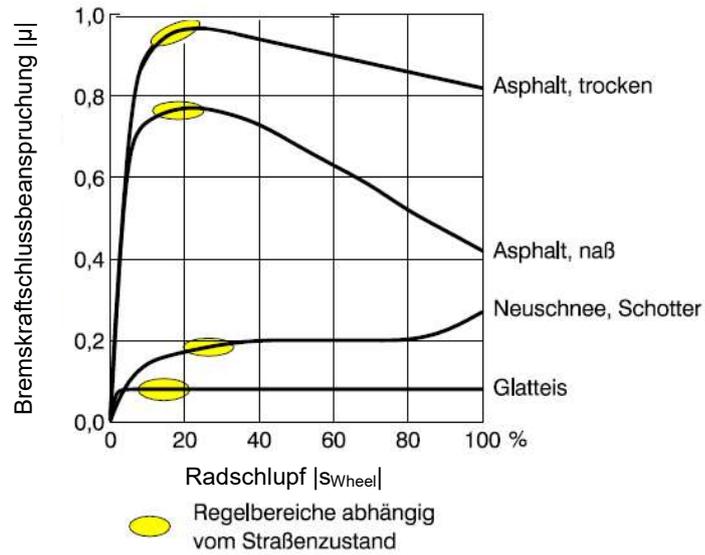
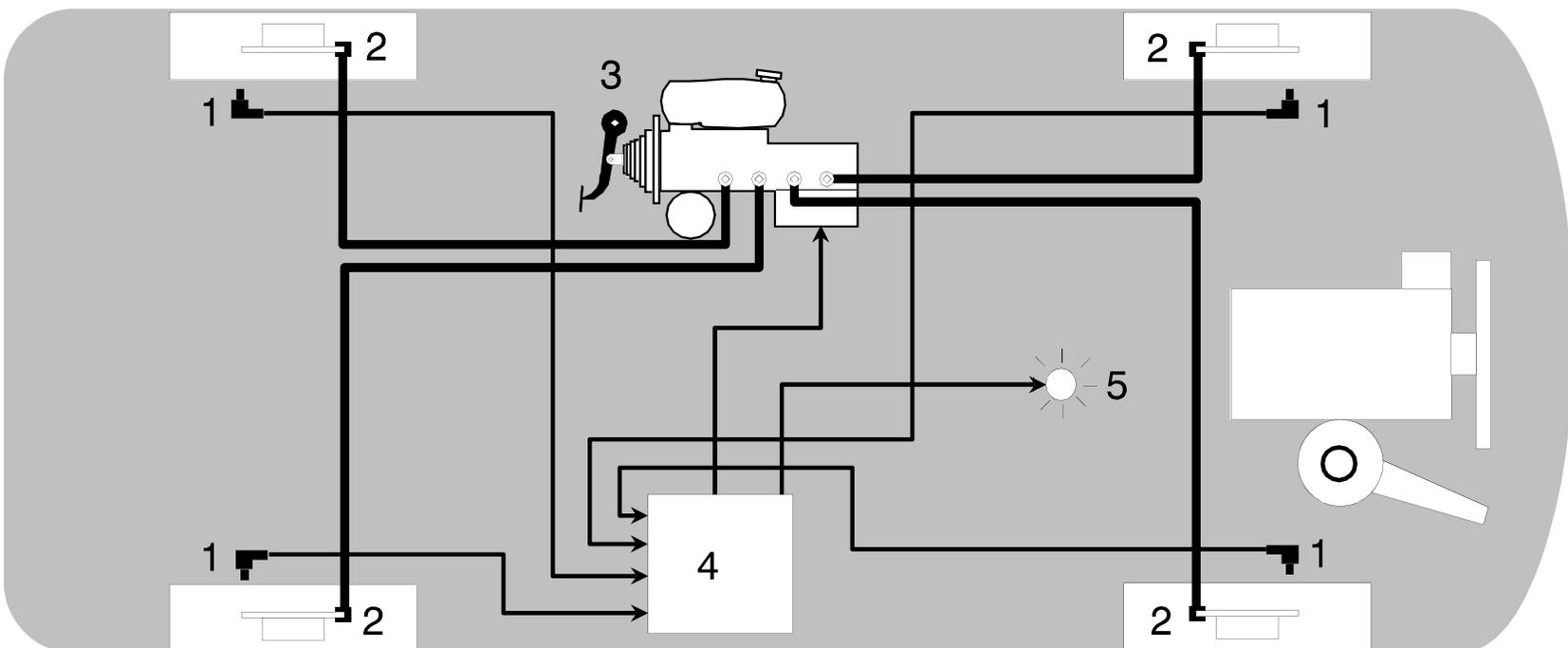


Abb. 2.3-9: Regelbereiche eines Anti-Blockier-Systems.

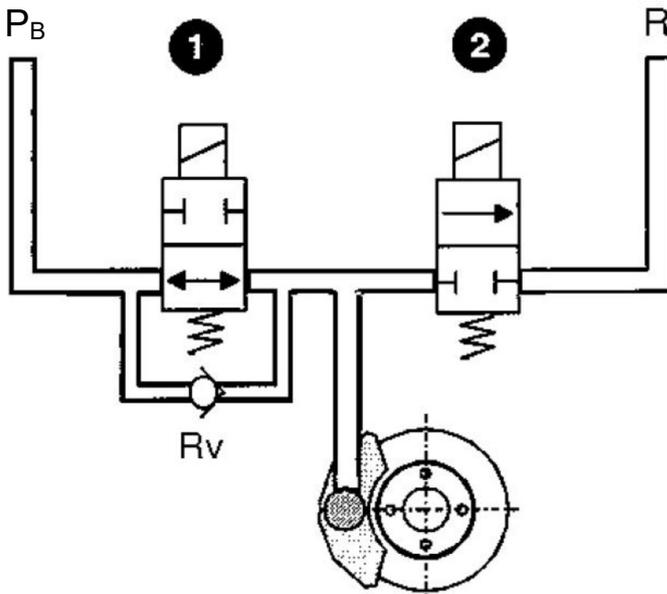


1 Drehzahlfühler
2 Radbremszylinder

3 Hydroaggregat mit
 Hauptbremszylinder

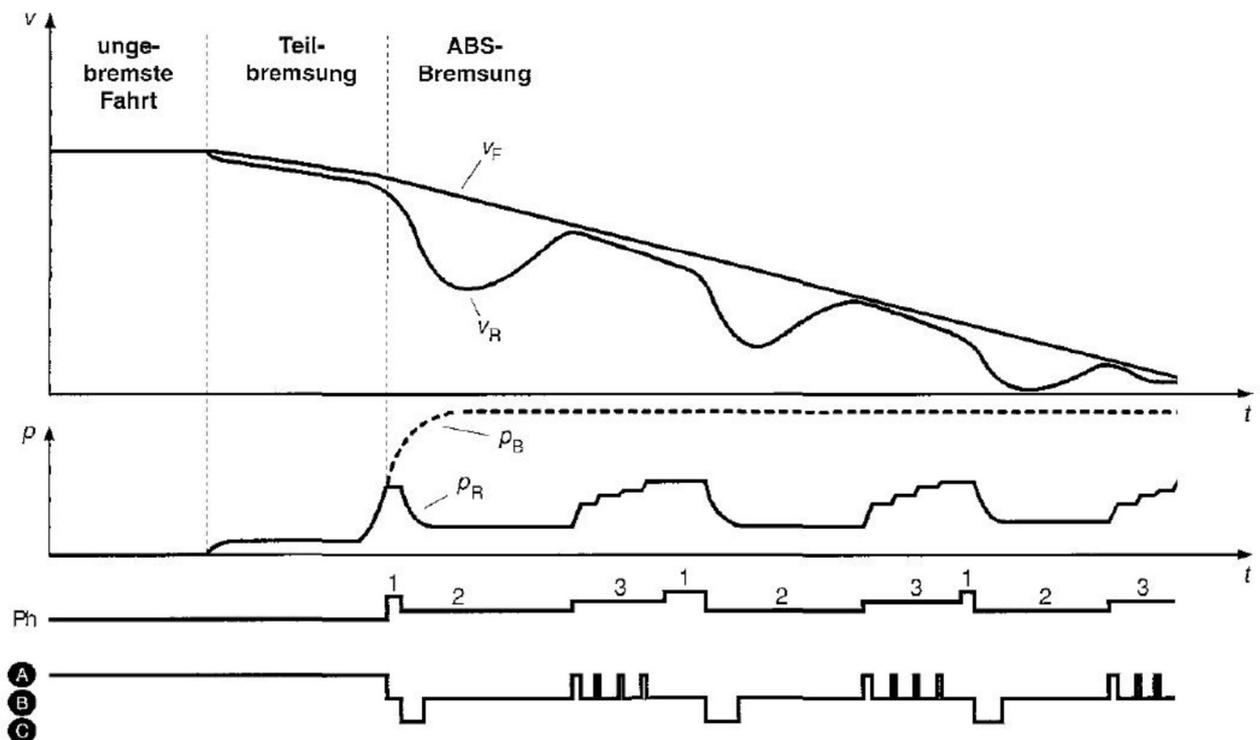
4 Steuergerät
5 Sicherheitsleuchte

Abb. 2.3-11: Komponenten eines ABS-Systems.



- 1: Einlassventil
- 2: Auslassventil
- P_B : Anschluss zur Betätigung
- R: Rücklauf
- Rv: Rückschlagventil

Abb. 2.3-12: ABS Ventilkonfiguration.



A: Druckaufbau, B: Druck halten, C: Druckabbau, Ph = Phase

Abb. 2.3-13: ABS-Regelzyklus.

- Nachteile
 - Bei unsymmetrischer Fahrbahn (z.B. rechts Glatteis)
 - ⇒ hohes Drehmoment aus Bremskraftunterschieden,
 - ⇒ stabilisierende Seitenkraft an Hinterrad auf hohem μ_{ad} wird benötigt !
 - 3 - kanalige Regelung
 - Vorderräder einzeln geregelt.
 - Hinterräder gemeinsam auf niedrigeren μ_{ad} geregelt (Select Low – Regelung).
 - ⇒ Verzicht auf physikalisch mögliche Bremskraft
 - ⇒ Gewinn an Fahrsicherheit auf unsym. Fahrbahn
 - Modifizierte Individualregelung
 - Wie 4-kanalige Regelung, jedoch wird bei unsymmetrischer Fahrbahngriffigkeit Vorderrad mit hohem Reibwert erst nach 0,5 bis 1,0 s voll gebremst. Dadurch erhält Fahrer Zeit zum Reagieren.
- Heute: Neuzulassung mit ABS
- | | | |
|---------------|--------------------------|----------------------------------|
| Pkw | seit 2004 in Deutschland | 100 % |
| Nfz (> 7,5 t) | = | 100 % (Gesetzl. vorgeschrieben!) |

Elektronischer Bremskraftverteiler (EBV):

- in ABS-Steuergerät implementiert (Software)
- regelt über Magnetventile in der ABS-Einheit den Bremsschlupf und damit indirekt die Bremskraft an den Hinterrädern
- Dabei wird in Abhängigkeit der Schlupfdifferenz zwischen Vorderachse und Hinterachse durch Ansteuerung der Ein- und Auslassmagnetventile der Hinterachse das Druckverhältnis Vorderachse zu Hinterachse, geregelt.
 - Blockierreihenfolge wird sichergestellt -> Fahrzeugstabilität
- Arbeitsbereich endet mit Einsetzen der ABS-Regelung

Vorteile der EBV gegenüber mechanisch-hydraulischen Bremskraftminderern:

- + weniger mechanische Bauteile → Herstellkosten ↓, Zuverlässigkeit ↑
- + automatische Anpassung an Beladung, Steigung, Gefälle
- + Bremskraftverteilung näher an idealer Bremskraftverteilung

Nachteile:

- Bei Ausfall der Elektronik kann bei einer starken Abbremsung die Hinterachse vor der Vorderachse blockieren

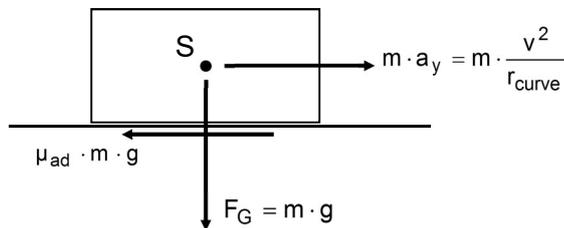
2.4 Mechanik der Querkräfte

2.4.1 Kurvengrenzgeschwindigkeit

Unterscheide: Schleudergrenze \Rightarrow Rutschgrenze in Querrichtung
 Kippgrenze \Rightarrow Seitlicher Überschlag

- Schleudergrenze

Blick in Richtung der Fahrzeuginnenachse



r_{curve} = momentaner Kurvenradius

Grenze erreicht, wenn

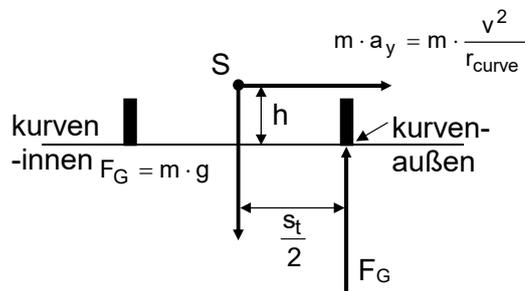
$$m \cdot g \cdot \mu_{\text{ad}} = m \cdot a_{y,\text{max}} = m \cdot \frac{v_{\text{limit}}^2}{r_{\text{curve}}}$$

$$a_{y,\text{max, skid}} = \mu_{\text{ad}} \cdot g$$

$$v_{\text{limit, skid}} = \sqrt{r_{\text{curve}} \cdot \mu_{\text{ad}} \cdot g}$$

Grenze für Schleudern

- Kippgrenze



Grenze erreicht, wenn innere Räder voll entlastet.

$$\sum M_A = 0 \quad \Rightarrow \quad m \cdot g \cdot \frac{s_t}{2} = m \cdot a_{y,\text{max}} \cdot h = m \cdot \frac{v_{\text{limit}}^2}{r_{\text{curve}}} \cdot h$$

$$a_{y,\max, \text{roll}} = \frac{s_t}{2 \cdot h} \cdot g$$

$$v_{\text{limit, roll}} = \sqrt{r_{\text{curve}} \cdot \frac{s_t}{2 \cdot h} \cdot g}$$

Grenze für Kippen

- Kurvengrenzgeschwindigkeit

Maßgebend ist die zuerst erreichte Grenze, also z.B. Schleudergrenze, sofern gilt:

$$\mu_{\text{ad}} < \frac{s_t}{2 \cdot h}$$

Stationäre Fahrt!

Bei Pkw und Rennwagen heute erfüllt, also Grenzgeschwindigkeit in Kurven = Schleudergrenze. Kippgrenze erst bei $\mu_{\text{ad}} > 1$! (oder instationär!)

Größenordnungen erreichbarer Quereschleunigungen $a_{y,\max}$

Tanksattelzug, beladen	: 2 - 3 m/s ²
Pkw	: 7 - 8 m/s ²
Rennfahrzeug	: 10 - 12 m/s ² (ohne Aerodynamikhilfen)
Formel 1	: ca. 30 m/s ² (mit Aerodynamikhilfen)

2.4.2 Fahrdynamikregelung

FDR (auch ESP – Electronic Stability Program)

Aufgabe:

Querdynamikregelung bis in Grenzbereich (analog ABS für Längsdynamik)

Prinzip:

- Fahrzustand permanent überwacht
- Kritische Zustände (Schleuderbeginn) erkannt
- Gegenmomente eingeleitet durch individuelle Bremsdruckregelung
- Eingriff in Motormoment

Regelbereich:

Gesamter Schlupfbereich von 0 – 100 %, vgl. Abb. 2.4-6.

Ausführung:

Komponenten gemäß Abb. 2.4-7,

- aufbauend auf ABS (Anti-Blockiersystem)
ASR (Antriebs-Schlupf-Regelung)
- erweitert um Sensorik für Fahrzustandserfassung
 - δ (Lenkradwinkel)
 - a_y (Querbearhleunigung)
 - $\dot{\psi}$ (Giergeschwindigkeit)
- erweitert um Hydraulik für individuelle Abbremsung jedes Einzelrades.

Wirkungsweise:

- Fahrzustand permanent überwachen,
kritische Zustände (Schleuderbeginn) erkennen:
 - 1.) $\dot{\psi}_{\text{target}} = f(\delta, a_y, v)$
 $\dot{\psi}_{\text{actual}} =$ direkt gemessene Vergleichsgröße
 - 2.) Raddrehzahlen überwachen
- Gegenmomente einleiten, Eingriff in Motormoment am Beispiel:
Übersteuernder Pkw, Heckantrieb, bei beginnendem Schleudern,
vgl. Abb. 2.4-4.
 - 1.) Motormoment Hinterachse von Triebstrangmanagement reduziert:
 - \Rightarrow Antriebskraft fällt
 - \Rightarrow Seitenkraft hinten wächst = Gegenmoment
 - 2.) Kurvenäußeres Vorderrad, bisher frei rollend, wird abgebremst:
 - \Rightarrow Bremskraft wächst = Gegenmoment
 - \Rightarrow Seitenkraft vorne fällt = Gegenmoment
 - 3.) Bremskraft reduziert v und damit b_{quer} , stabilisiert zusätzlich.

Einführung erstmals in Fahrzeugen von Mercedes-Benz (1995).

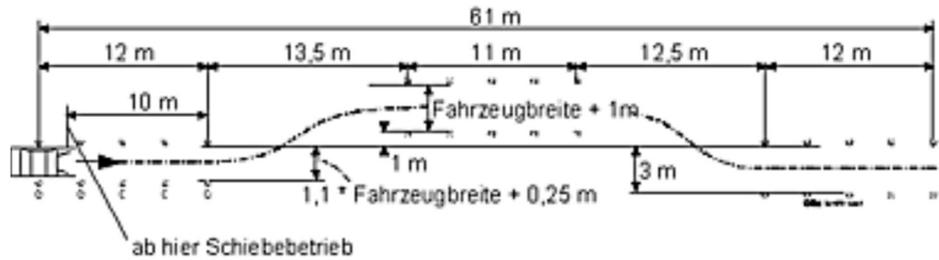


Abb. 2.4-1: VDA Spurwechselstest, ISO 3888-2.

- Doppelter Spurwechsel
- Durchfahrt im Schubbetrieb: höchster Gang, Motordrehzahl ≥ 2000 U/min
- Gemessen wird die Einfahrtgeschwindigkeit des Fahrzeugs am letzten Pylon der Anfahrgasse
- Test bestanden, wenn keine Pylone umgeworfen



Abb. 2.4-2: ADAC Spurwechselstest.

Spurwechselstest ADAC in Anlehnung an den Elchtest, jedoch unter schärferen Bedingungen und mit vorgeschädigten Reifen; mit intakten Reifen bestand der Dacia Logan den Test !



Abb. 2.4-3: Karikatur Elchtest.

Umkippen der A-Klasse im Oktober 1997 kurz nach ihrer Neuvorstellung führte zur Großserieneinführung von ESP. ESP wurde in der Serie erstmalig von Mercedes-Benz eingesetzt (1995 in der S-Klasse).

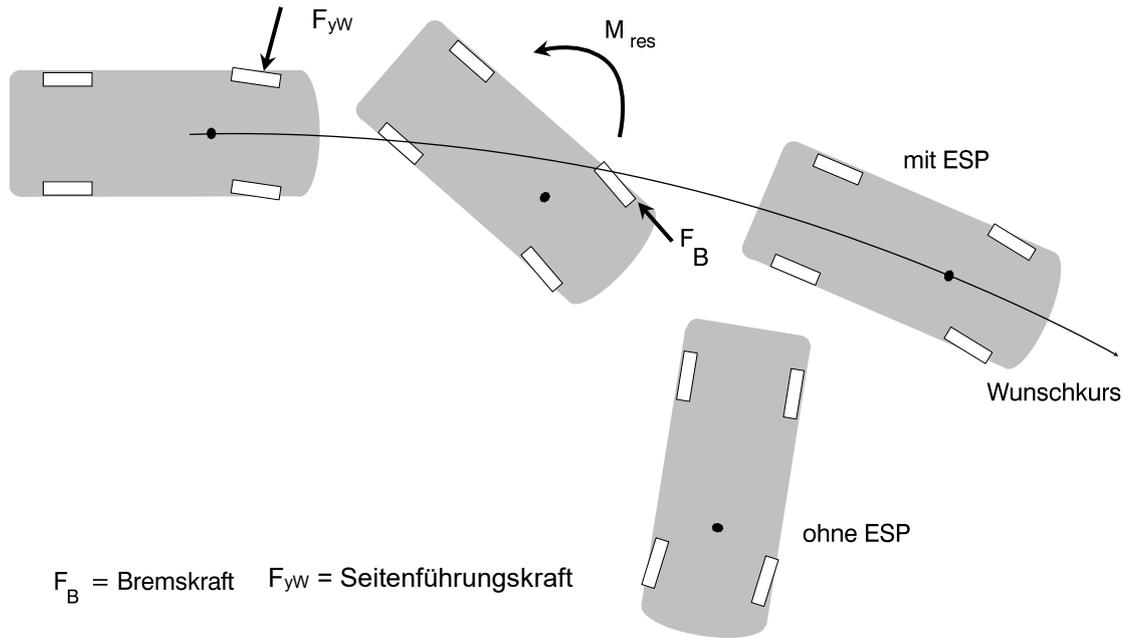


Abb. 2.4-4: ESP bei übersteuerndem Fahrzeug: Stabilisieren des übersteuernden (schleudernden) Fahrzeugs durch automatischen Bremsengriff an der Vorderachse (kurvenäußeres Rad).

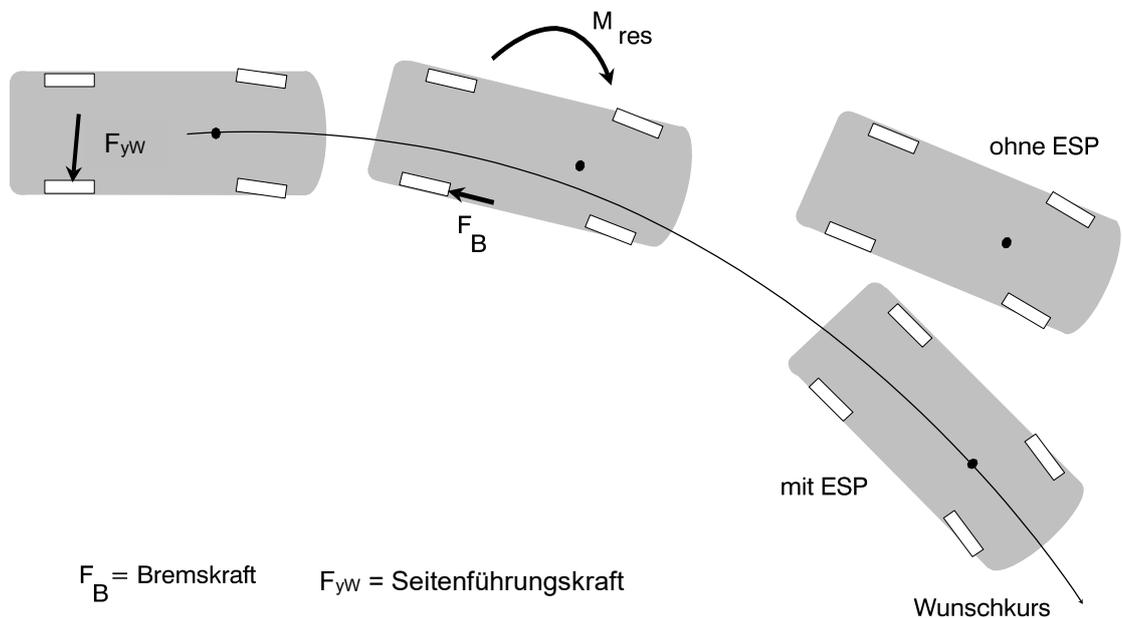


Abb. 2.4-5: ESP bei untersteuerndem Fahrzeug: Stabilisieren des untersteuernden Fahrzeugs durch automatischen Bremsengriff an der Hinterachse (kurveninneres Rad).

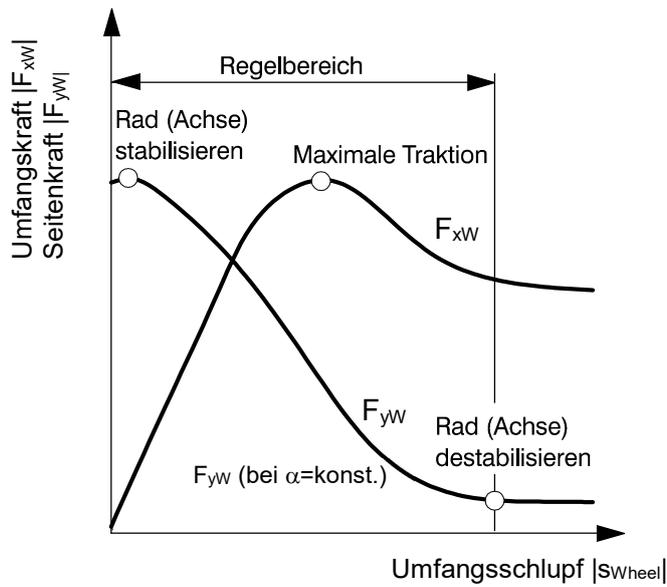
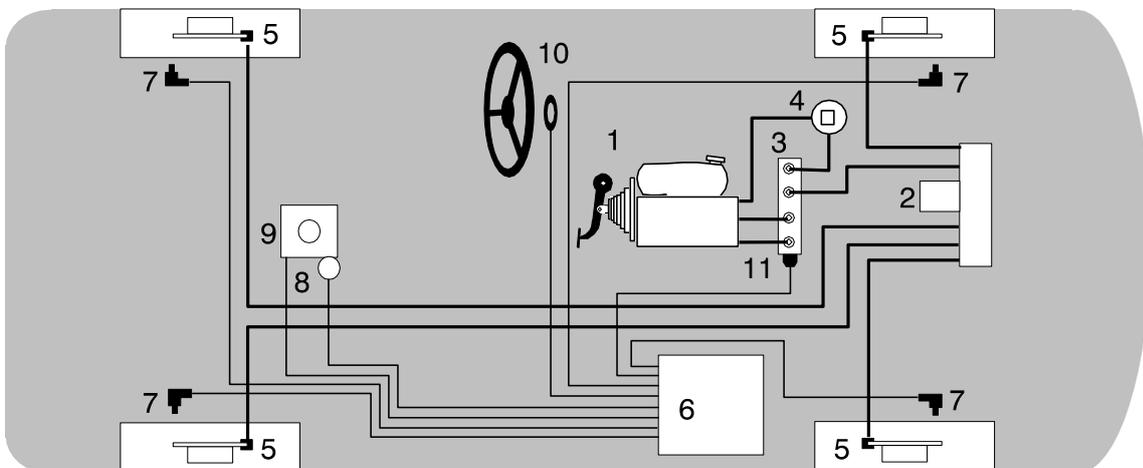


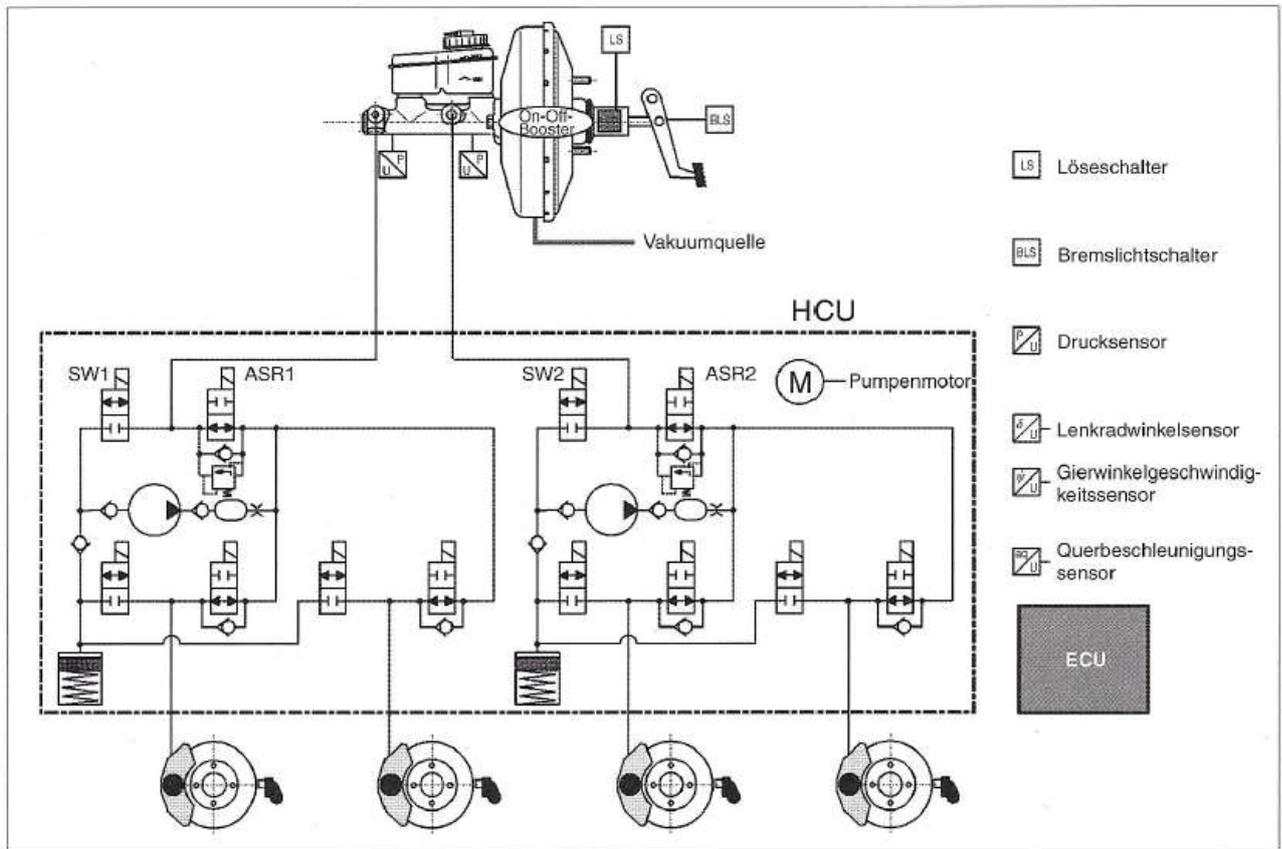
Abb. 2.4-6: Übertragbare Umfangs- und Seitenkräfte in Abhängigkeit vom Umfangsschlupf. Eingetragen ist ebenfalls der Regelbereich des Fahrdynamikregelgeräts ESP (Electronic Stability Program).



Hydraulik: 1 Bremsgerät
2 Hydraulikeinheit
3 Ladekolbeneinheit
4 Vorladepumpe
5 Radbremse
6 Elektronisches Steuergerät

Sensoren: 7 Raddrehzahl
8 Querschleunigungssensor
9 Giergeschwindigkeitssensor
10 Lenkwinkelsensor
11 Vordrucksensor

Abb. 2.4-7: Komponenten des Fahrdynamikregelgeräts ESP.



Quelle: Breuer, Bill (Hrsg.), Bremsenhandbuch, Vieweg Verlag, Mannheim 2006

Abb. 2.4-8: ESP-System Schaltbild.

Einfluss ESP auf Unfallstatistik

Ergebnisse verschiedener Studien:

25 % weniger Pkw-Unfälle mit Personenschaden in Deutschland
35 bis 40 % weniger Pkw- Unfälle mit Getöteten in Deutschland
(Unfallforschung der Versicherer (UDV) im Gesamtverband der Deutschen
Versicherungswirtschaft e.V. (GDV))

42% weniger Fahrurfälle bei Mercedes-PKW durch ESP in Deutschland
(DAIMLERCHRYSLER, 2004)

40% weniger Unfälle durch „Abkommen von der Fahrbahn“ bei Golf-Fahrzeugen mit ESP in
Deutschland
(BECKER et al., VW, 2004)

36% weniger tödliche Pkw-Alleinunfälle (SUV: 52 %) in USA
40% weniger tödliche Pkw-Unfälle mit Überschlag (SUV: 73 %) in USA
(GREEN & WOODROOFFE, University of Michigan, Transportation Research Institute, 2006)

41% weniger Alleinunfälle in USA
56% weniger tödliche Alleinunfälle in USA
(Insurance Institute for Highway Safety IIHS, 2006)

Ausstattungsrate der Fahrzeuge in Deutschland mit ESP in 2008:
alle Fahrzeuge 30%, Neuwagen 67%

Ausstattungsrate der Fahrzeuge in Deutschland mit ESP in 2011:
Neuwagen 90%

Ab Nov. 2011 ESP verpflichtend für alle neuen Fahrzeugmodell, ab 2014 für alle Neuwagen.

2.5 Passive Sicherheit

Milderung der Unfallfolgen

Schutzmaßnahmen:

- Selbstschutz:
 - Innere Sicherheit
Gurt, Airbag, Sidebag, Nackenstützen, ...
 - Äußere Sicherheit
Geometrie der Karosserie
Steifigkeiten und Deformationswege
- Partnerschutz
Geometrie der Karosserie
Steifigkeiten und Deformationswege

Beispiel:

- Großer, schwerer Pkw:
Ausreichend Deformationsweg,
Verzögerung des Fzg's relativ gering
- Kleiner, leichter Pkw:
Deformationswege kleiner,
Fahrgastzelle steifer (Überlebensraum),
Verzögerung des Fzg's relativ hoch
Ausgleich: Verbesserte innere Sicherheit,
⇒ Verlagerung von
äußerer auf innere Sicherheit.

2.5.1 Fahrgastzelle

Bremung eines Fahrzeugs

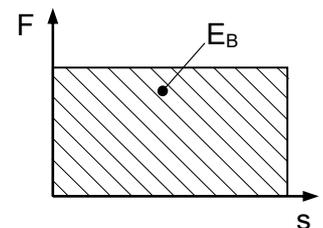
Bremsvorgang: Kräfte aus Reibung (μ) auf Fahrbahn

Bremskraft $F = \mu \cdot m \cdot g = m \cdot a = \text{konst.}$

Verzögerung $a = \mu \cdot g = \text{konst.}$

Bremsenergie $E_B = F \cdot s = m \cdot a \cdot s$

Kinetische Energie $E_{\text{kin}} = \frac{m}{2} \cdot v^2$



Aus $E_{kin} = E_B$

folgt $\frac{m}{2} \cdot v^2 = m \cdot a \cdot s$

$$a = \frac{v^2}{2 \cdot s} = \mu \cdot g$$

mit $\mu \leq 1 \Rightarrow a \leq 1g$

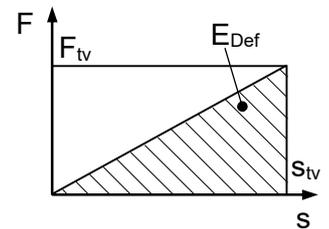
Wandaufprall eines Fahrzeugs

Wandaufprall: Kräfte aus Struktursteifigkeit (c_b) der Karosserie

Stoßkraft $F = c_b \cdot s = m \cdot a \neq \text{konst.}$

Verzögerung $a = \frac{c_b \cdot s}{m} \neq \text{konst.}$

Deformationsenergie $E_{Def} = \int_0^{s_{av}} F \cdot ds = \int_0^{s_{av}} c_b \cdot s \cdot ds$
 $= \frac{c_b}{2} \cdot s_{tv}^2 = \frac{F_{tv}}{2} \cdot s_{tv} = \frac{m \cdot a_{tv}}{2} \cdot s_{tv}$



worin $c_b =$ Struktursteifigkeit der Karosserie (als konstant angenommen)

und $s_{tv} =$ Benötigter Deformationsweg, Endwert (verfügbar, sofern $s_t \leq s_{critical}$)

$s_{critical} =$ maximale Verformung, um Überlebensraum zu sichern

Kinetische Energie $E_{kin} = \frac{m}{2} \cdot v^2$

Aus $E_{kin} = E_{Def}$

folgt $\frac{m}{2} \cdot v^2 = \frac{m \cdot a_{tv}}{2} \cdot s_{tv} = \frac{m}{2} \cdot \frac{c_b \cdot s_{tv}}{m} \cdot s_{tv}$

$$a_{tv} = \frac{v^2}{s_{tv}} = \frac{c_b \cdot s_{tv}}{m}$$

mit $s_{tv} \leq 50 \text{ cm}$ und $v = 50 \text{ km/h}$

$\Rightarrow a_{tv} \geq 39,3g$

(Abb. 2.5-1)

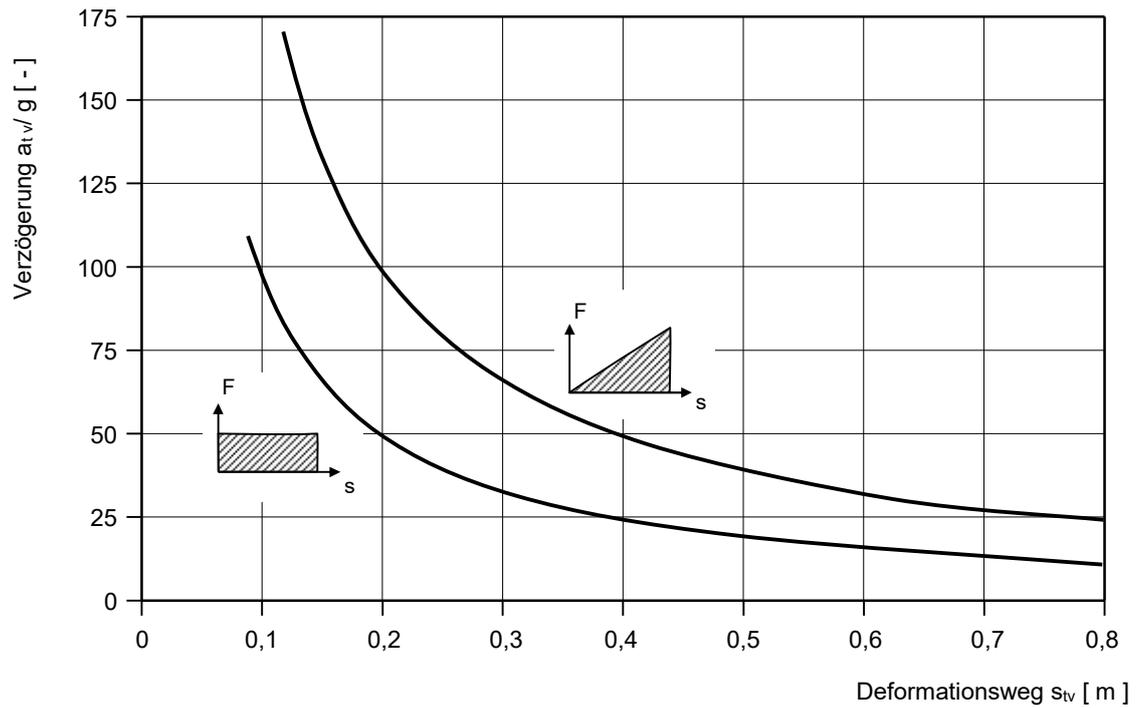


Abb. 2.5-1: Verzögerung a_{tv} bei vorgegebenem Deformationsweg s_{tv} abhängig von der Kraftkennlinie beim Wandaufprall mit 50 km/h. Die Deformationsenergien (schraffierte Flächen) sind jeweils gleich. Steigt die Kraft mit dem Deformationsweg an, führt dies zu höheren Maximalwerten bei den Verzögerungen, was ungünstig für die Insassenbelastung ist.

Tests zur passiven Sicherheit am Einzelfahrzeug heute meist bei Wandaufprall mit

- Aufprallgeschwindigkeit $v = 50 \text{ km/h}$ und
- Überdeckung $50 - 100 \%$

Vergleiche:

Großes, schweres Fahrzeug (Index h(heavy)) mit
kleinem, leichtem Fahrzeug (Index l(light))

im Wandaufprall, d.h.

$$\frac{E_{\text{kin,l}}}{E_{\text{kin,h}}} = \frac{E_{\text{Defl}}}{E_{\text{Defh}}}$$

$$\boxed{\frac{m_l \cdot v_l^2}{m_h \cdot v_h^2} = \frac{m_l \cdot a_l \cdot s_l}{m_h \cdot a_h \cdot s_h} = \frac{c_{b,l} \cdot s_l^2}{c_{b,h} \cdot s_h^2}} \quad 2.51 (1)$$

mit s_l Maximalverformung des kleinen Fzgs., s_h Maximalverformung des großen Fzgs.

Forderungen für Wandaufprall:

Bei $v_l = v_h \Rightarrow$ gleiche Aufprallgeschw.

soll gelten $a_l = a_h \Rightarrow$ gleiche Fahrgastzellenverz.

Daraus folgt $s_l = s_h$ also gleicher, benötigter Deformationsweg (aktivierbar, sofern $s_l \leq s_{l,\text{critical}}$)

Vgl. Abb. 2.5-2:

Damit folgt aus Gl 2.51 (1)

$$c_{b,l} = \frac{m_l}{m_h} \cdot c_{b,h} < c_{b,h}$$

Ergebnis: Auslegung für Wandaufprall verlangt

$$\boxed{c_{b,l} < c_{b,h} \\ s_l = s_h}$$

Also: Kleines, leichtes Fzg. weicher, benötigte Deformationswege gleich.

Beispiel: Abb. 2.5-2:

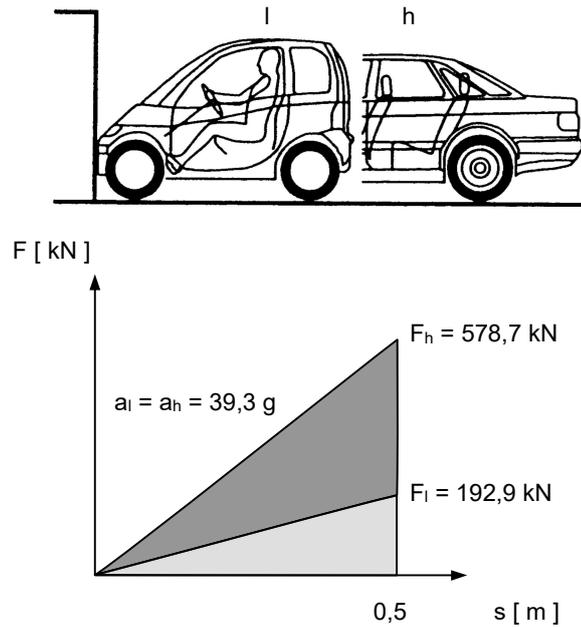


Abb. 2.5-2: Wandaufprall (Selbstschutz) verschieden schwerer Fahrzeuge und Auslegung auf gleiche Verzögerung der Fahrgastzelle.
Im Beispiel: $m_I = 500$ kg, $m_h = 1500$ kg, $v_I = v_h = 50$ km/h, $s_I = s_h = 0,5$ m

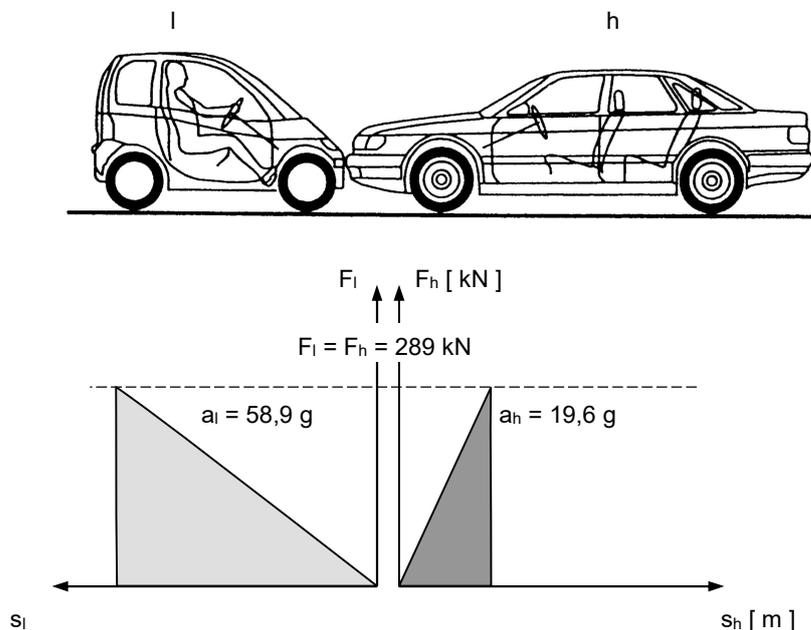


Abb. 2.5-3: Kollision (Selbstschutz, Partnerschutz) verschieden schwerer Fahrzeuge. Hier gilt, dass die Kollisionskräfte gleich groß sein müssen (Kraft = Gegenkraft), woraus sich entsprechende Konsequenzen für die Verzögerung der Fahrgastzellen ergeben. Die Struktursteifigkeiten der Fahrzeuge sind mit denen aus Abb. 2.5/2 identisch.

Kollision Fahrzeug - Fahrzeug

Als realer Unfall am häufigsten.

Kräfte, Beschleunigungen und Wege werden im Folgenden betragsmäßig betrachtet.

Unterscheide

- Massenaggressivität $\Rightarrow a_l / a_h$
- Geometrische Aggressivität $\Rightarrow s_l / s_h$
- Steifigkeitsaggressivität $\Rightarrow c_{b,l} / c_{b,h}$

Für die Gesamtdeformationsenergie gilt:

$$E_{Def} = E_{Def,l} + E_{Def,h} = \frac{1}{2} \cdot (F_l \cdot s_l + F_h \cdot s_h)$$

$$= \frac{1}{2} \cdot (c_{b,l} \cdot s_l^2 + c_{b,h} \cdot s_h^2) \quad (\text{lin. Fall!})$$

In Kollision Fzg – Fzg gilt stets

$$\Rightarrow \begin{array}{ll} F_l = F_h & \text{Kraft = Gegenkraft} \\ F = m_l \cdot a_l = m_h \cdot a_h & \text{stets gültig} \\ = c_{b,l} \cdot s_l = c_{b,h} \cdot s_h & s = \text{benötigter Deformationsweg} \end{array}$$

$$\Rightarrow \frac{m_l \cdot a_l}{m_h \cdot a_h} = \frac{c_{b,l} \cdot s_l}{c_{b,h} \cdot s_h} = 1$$

$$\frac{a_l}{a_h} = \frac{c_{b,l} \cdot s_l}{c_{b,h} \cdot s_h} \cdot \frac{m_h}{m_l}$$

2.5 1(2)

worin

$c_{b,l}, c_{b,h}$ = gewählte Steifigkeiten
 s_l, s_h = benötigte Deformationswege

Massenaggressivität:

Frage nach Aufteilung der Beschleunigungen

$$a_l = \frac{m_h}{m_l} \cdot a_h > a_h \quad \text{Abb. 2.5-3:}$$

Daraus folgt:

- Kleines, leichtes Fzg. benachteiligt, da

$$a_l > a_h$$

Nachteil konstruktiv ($c_{b,l,h}$ bzw. $s_{l,h}$) nicht zu beheben !

- Mit $c_{b,l,h}$ bzw. $s_{l,h}$ nur Einfluss möglich auf
 - benötigten Deformationsweg, insbes. s_l (begrenzt durch $s_{l,critical}$!) sowie
 - Verteilung der Energieaufnahme $E_{Def,l,h}$.

Geometrische Aggressivität:

Frage nach Aufteilung der Deformationswege.

Bei Auslegung des kleinen, leichten Fzg's für Wandaufprall gilt

$$c_{b,l} < c_{b,h}$$

Aus
$$\frac{c_{b,l} \cdot s_l}{c_{b,h} \cdot s_h} = 1$$

folgt, dass dann gelten muss

$$s_l > s_h \quad \text{d.h. größere Deformationswege stellen sich am kleineren Fzg. ein!}$$

Tatsächlich aber

$$s_l \leq s_{l,critical} \quad \text{begrenzt auf kleinen Deformationsweg!}$$

⇒

s_l	klein	(vorgegeben)
$c_{b,l}$	groß	(erforderlich)

Ansonsten Energieaufnahme kleines Fahrzeug (bei Erreichen von $s_l = s_{l,critical}$) vorzeitig erschöpft !

Steifigkeitsaggressivität:

Frage nach Aufteilung der Deformationsenergien.

$$E_{Def} = \frac{1}{2} \cdot F \cdot s = \frac{1}{2} \cdot c_b \cdot s^2$$

$$\frac{E_{Def,l}}{E_{Def,h}} = \frac{c_{b,l} \cdot s_l^2}{c_{b,h} \cdot s_h^2}$$

$$E_{Def,l} = \frac{c_{b,l} \cdot s_l \cdot s_l}{c_{b,h} \cdot s_h \cdot s_h} \cdot E_{Def,h}$$

Mit $c_{b,l} \cdot s_l = c_{b,h} \cdot s_h$ vgl. Gl. 2.51(2)

folgt $E_{Def,l} = \frac{s_l}{s_h} \cdot E_{Def,h}$

Wähle also

s_h	groß
-------	------

damit Energieaufnahme für kleines Fzg. geringer!

Da aber nach Gl. 2.51(2) stets gelten muss

$$\frac{c_{b,l} \cdot s_l}{c_{b,h} \cdot s_h} = 1$$

und

s_l	klein	vorgegeben, kleines Fzg.
$c_{b,l}$	groß	fordert geom. Aggressivität
s_h	groß	fordert Steifigkeitsaggressivität

muss

$c_{b,h}$	klein	gewählt werden.
-----------	-------	-----------------

Daraus folgt für die Auslegung, wenn verträgliche Belastungen für die Insassen des kleinen Fahrzeugs bei einer Kollision Fzg – Fzg erzielt werden sollen:

- s_l klein bei kleinem, leichtem Fzg. vorgegeben, dann aber Forderung.
- $c_{b,l}$ groß Vorbau steif
- s_h groß Vorbau lang
- $c_{b,h}$ klein Vorbau weich

Damit steht die

- Forderung „ $c_{b,h}$ klein, Vorbau weich“ für das große Auto bei einer Kollision Fzg – Fzg (groß – klein \Rightarrow Partnerschutz) im krassen Gegensatz zur
- Forderung „ $c_{b,h}$ groß, Vorbau steif“ für den Wandaufprall des großen Fahrzeugs (\Rightarrow Selbstschutz).

Um einerseits Partnerschutz zu gewährleisten, andererseits aber auch die Insassen des schweren Fzgs. bei einem Wandaufprall zu schützen, ist es daher günstig, die Vorbausteifigkeit „zweistufig“ auszuführen:

- bei kleinen Deformationswegen ist der Vorbau des großen Fzgs. zunächst relativ weich (Partnerschutz),
- bei größeren Deformationswegen aber dann relativ steif (Selbstschutz).

Geschwindigkeitsänderung Kollision Fzg – Fzg:

Es gilt

$$\Delta v_l = \frac{m_h}{m_l + m_h} \cdot (1 + \varepsilon) \cdot v_{rel}$$

worin

$\Delta v_l = v_l - v_l'$	(Δv kleines, leichtes Fzg.)
$v_{rel} = v_l - v_h$	(Differenzgeschw. beim Aufprall)
$\varepsilon = \text{Stoßzahl}$	

Angenommen: Stoß voll plastisch

$$\Rightarrow \quad \varepsilon = 0$$

$$\Delta v_l = \frac{m_h}{m_l + m_h} \cdot v_{rel}$$

$$\Rightarrow \quad \boxed{\frac{\Delta v_l}{\Delta v_h} = \frac{m_h}{m_l} = \frac{a_l}{a_h} = \frac{c_{b,l} \cdot s_l}{c_{b,h} \cdot s_h} \cdot \frac{m_h}{m_l}} \quad \text{vgl. Gl. 2.51 (2)}$$

Also: Kleines, leichtes Fzg. erfährt höhere Verzögerung und höhere Δv !

2.5.2 Insassen

Bewegungsabläufe ohne Rückhaltesystem

Beispiel: Abb. 2.5-4

Fahrzeug

$$v_{Wall} = 50 \text{ km/h}$$

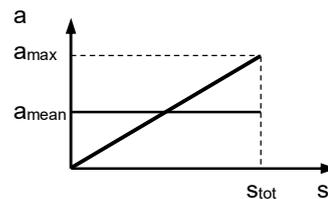
Abbremsung auf Stillstand

$$s_{tot} = 66 \text{ cm}$$

$$t_{tot} = 95 \text{ ms}$$

$$a_{max} = 30 \text{ g}$$

$$a_{mean} = 15 \text{ g}$$



- Insasse (ohne Rückhaltesystem)

Freier „Flug“ mit 50 km/h bis Lenkrad

$$s_1 = 30 \text{ cm}$$

$$t_1 = 64 \text{ ms}$$

$$v_p = 50 \text{ km/h}$$

$$V_{Veh} = 15 \text{ km/h}$$

$$\Rightarrow \Delta v = 35 \text{ km/h}$$

Weg Insasse - Lenkrad

bei Aufschlag auf Fzg.

bei Aufschlag Insasse

Abbremsung Insasse auf Geschw. Fzg.

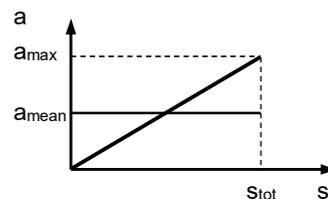
$$s_2 = 10 \text{ cm}$$

$$t_2 = 20 \text{ ms}$$

$$a_{max} = 126 \text{ g}$$

$$a_{mean} = 63 \text{ g}$$

Deformationsweg Lenkrad



Zul. Höchstbelastung Brustkorb 60 g für 3 ms, also tödlich !

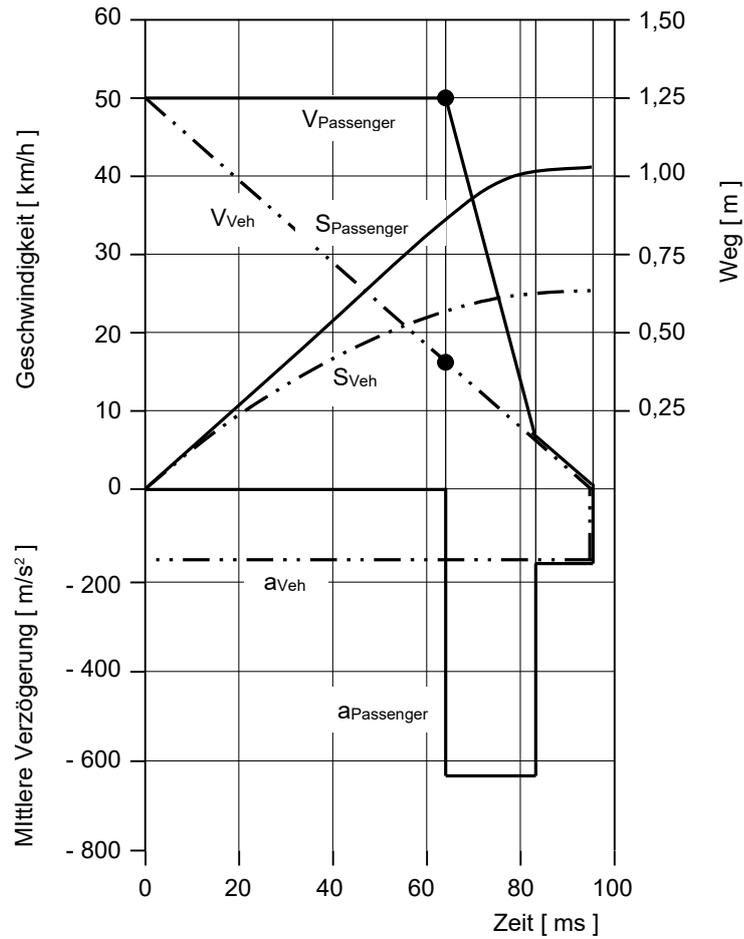


Abb. 2.5-4: Vereinfachte Abläufe für ungeschützte Insassen am Beispiel eines Wandaufpralls mit 50 Km/h.

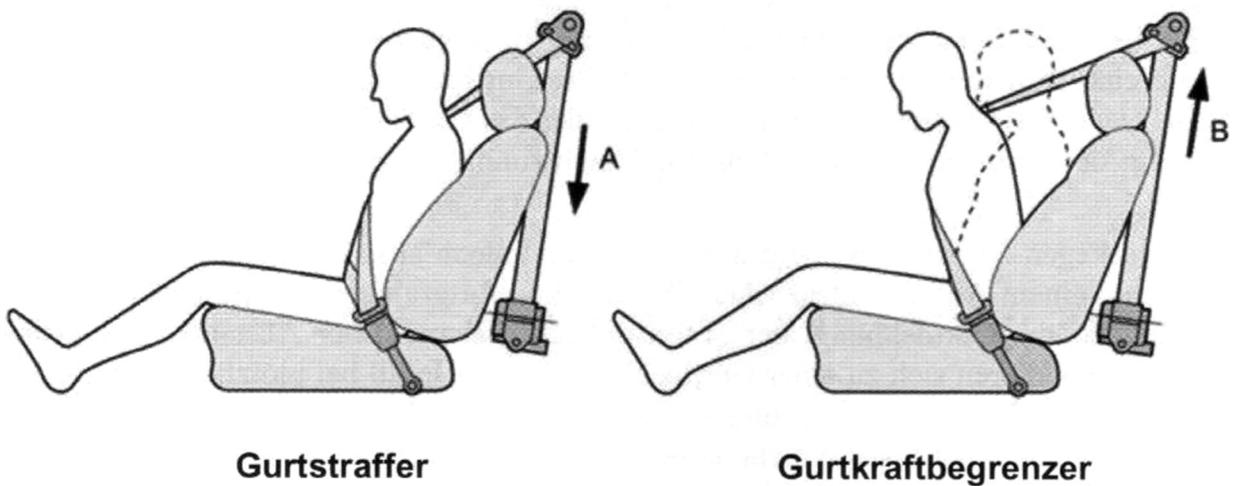


Abb. 2.5-5: Rückhaltesysteme: Dreipunktgurt.

Rückhaltesysteme

- Dreipunktgurt mit Aufrollautomatik und
 - Gurtwegbegrenzer (oder Gurtklemmer)
 - Gurtstraffer (Abb. 2.5-5)
 - mechanisch über Feder (Abb. 2.5-6) oder
 - pyrotechnisch (Abb. 2.5-7)
 - Gurtkraftbegrenzer (Abb. 2.5-8)

- Airbag / Sidebag / Kopfbag (Abb. 2.5-9) besteht aus
 - Crashesensor ⇒ Auslösung (auch pyrotechn. Gurtstraffer !)
 - Gasgenerator ⇒ Festbrennstoff NaN_3 (Natriumacid)
 - Luftsack ⇒ Mit erzeugtem Gas (Stickstoff) gefüllt.

Crashesensor:

Löst Airbag / Sidebag und Gurtstraffer aus. Elektromechanischer Saving-Sensor in Reihe mit elektronischem Sensor in Auslöseeinheit oder zwei redundante elektronische Sensoren parallel.

Saving-Sensor:

Feder – Masse – System, mechan. Schalter, verhindert ungewollte Zündung (z.B. durch extremes, elektromagn. Störfeld).

Elektronischer Sensor:

Misst Fahrzeugverzögerung (längs, quer), löst Airbag / Sidebag (und evtl. Gurtstraffer) aus. Auslösezeiten = f(Verzögerung)

Zwei Schwellenkennlinien:

- Gurte angelegt:
 - „Mittlere“ Verzögerung: ⇒ Gurtstraffer
 - „Höhere“ Verzögerung: ⇒ Zusätzl. Airbag / Sidebag
- Gurte nicht angelegt:
 - „Mittlere“ Verzögerung: ⇒ Airbag / Sidebag

Optimale Bag – Auslösung:

Kopfvorverlagerung Insasse ≤ 150 mm

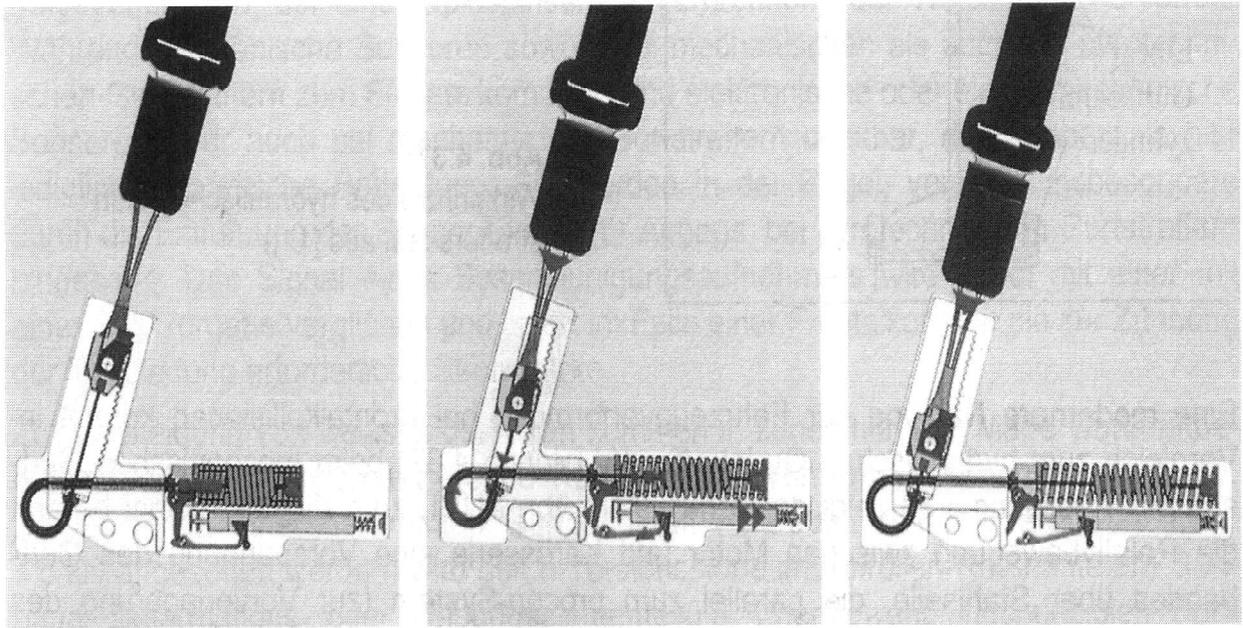


Abb. 2.5-6: Rückhaltesysteme: mechanischer Gurtstraffer.

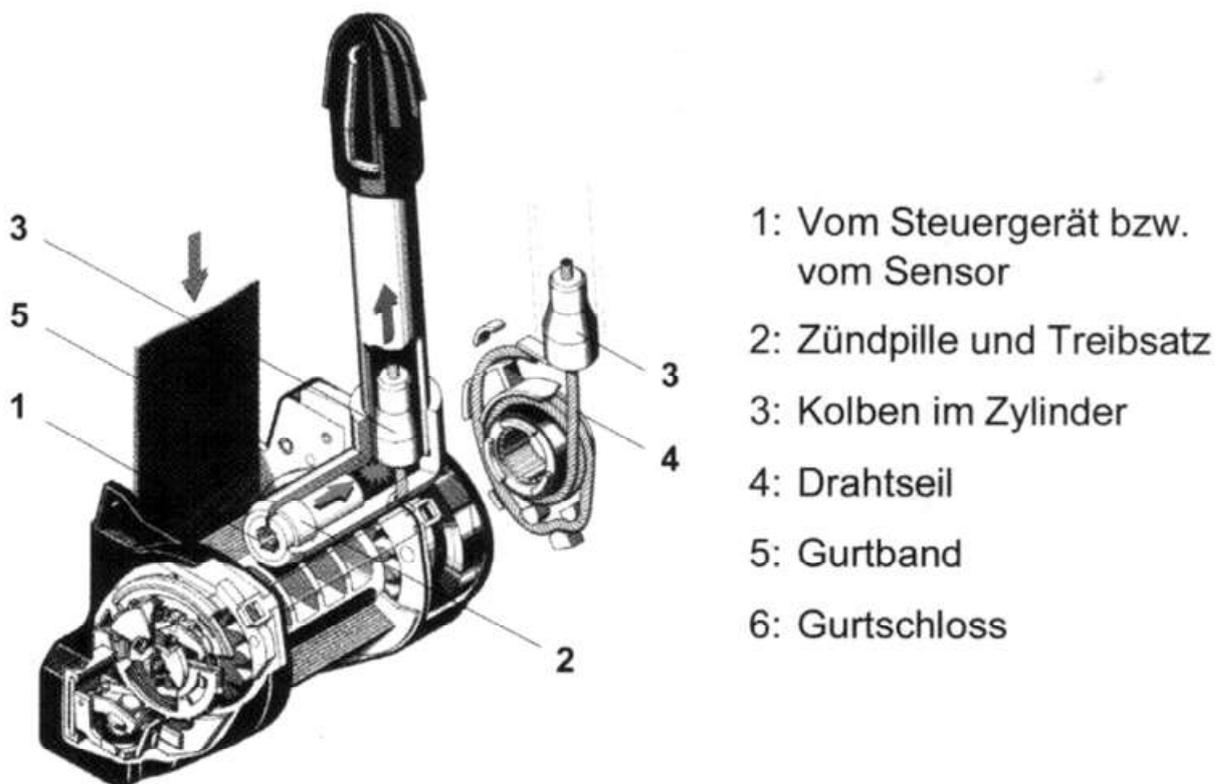


Abb. 2.5-7: Rückhaltesysteme: pyrotechnischer Gurtstraffer.

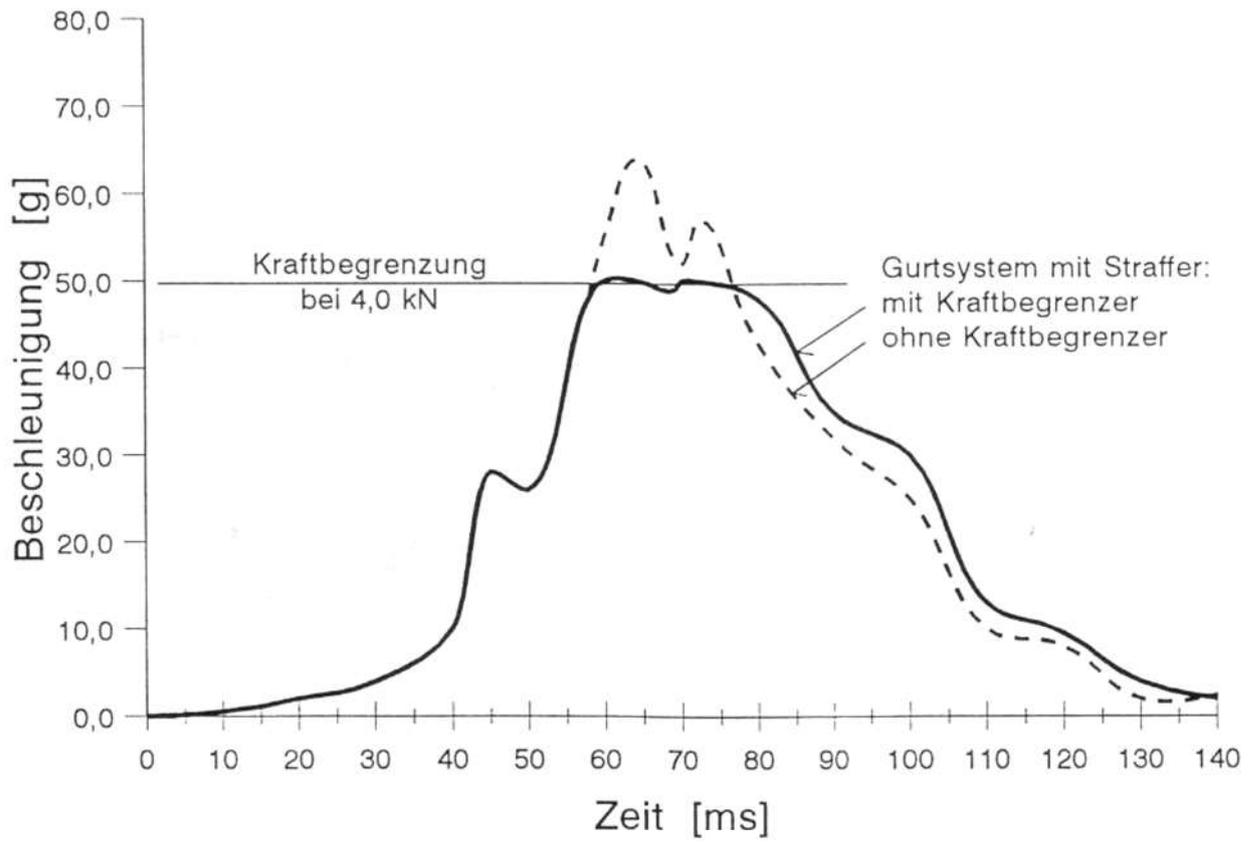


Abb. 2.5-8: Rückhaltesysteme: Gurtkraftbegrenzer.

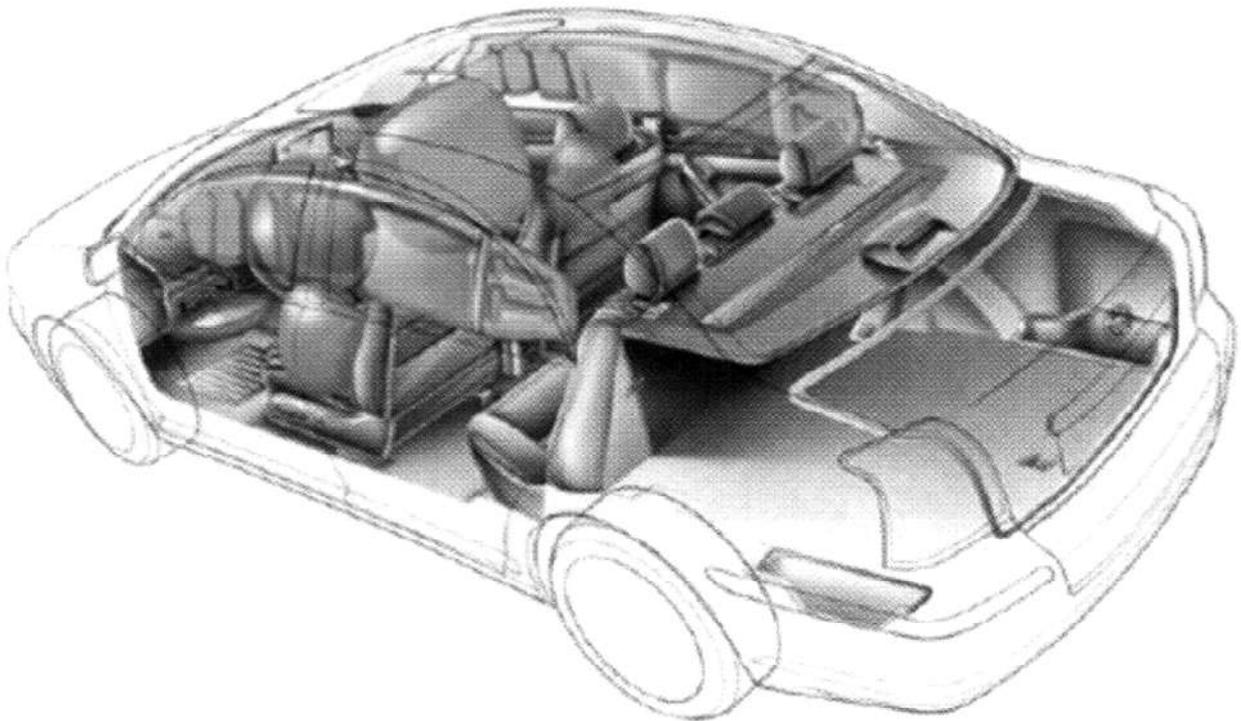


Abb. 2.5-9: Rückhaltesysteme: Airbags.

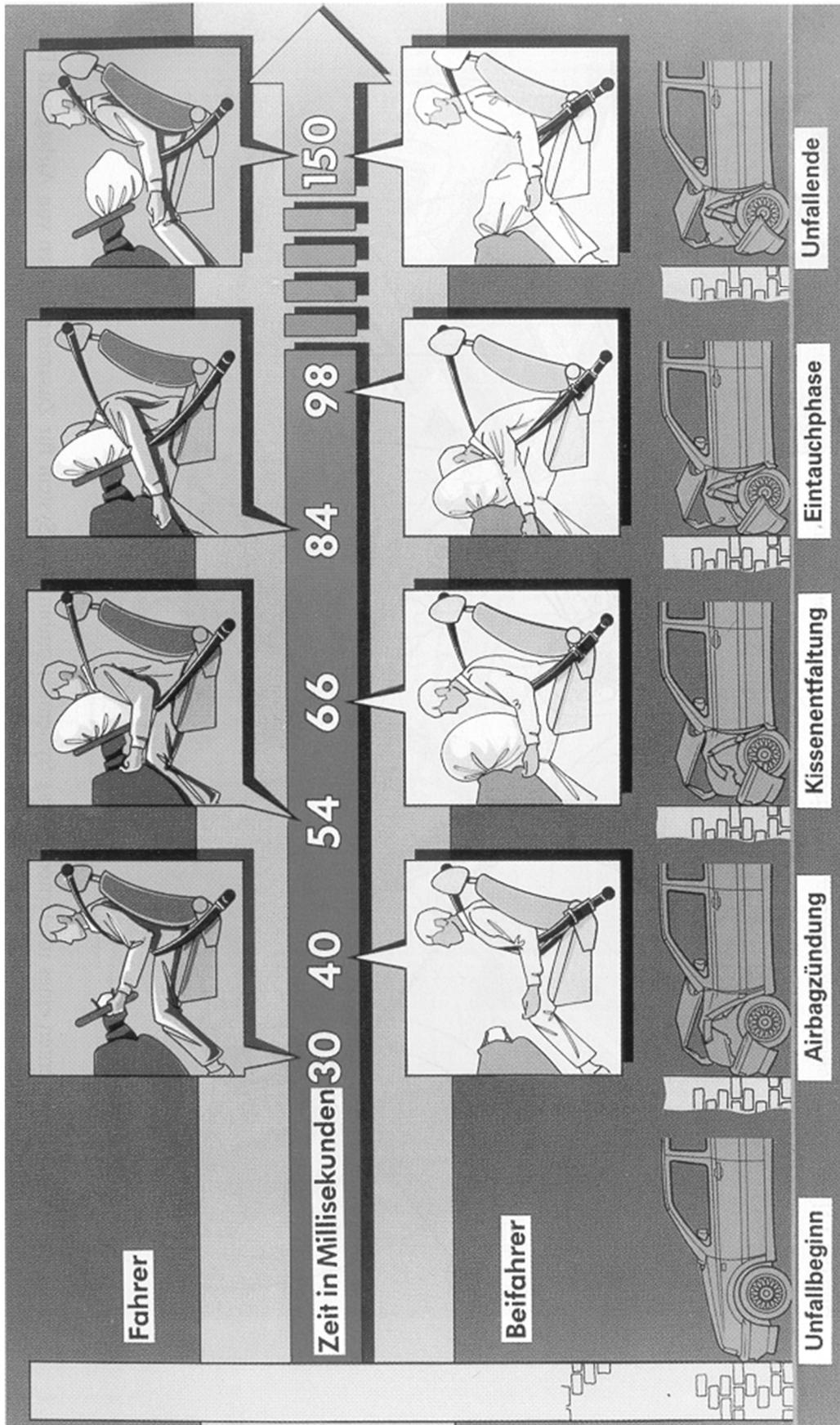


Abb. 2.5-10: Wandaufprall aus 50 km/h, Zusammenwirken von Dreipunktgurt und Airbag.

Bewegungsabläufe mit Rückhaltesystem

Abb. 2.5-10, Wandaufprall aus 50 km/h

- 30 ms ⇒ Fahrerbag mit Teilfüllung, Sollbruchstelle am Lenkrad reißt auf.
- 54 ms ⇒ Fahrerbag vollständig gefüllt, Innendruck ca. 2 bar, Fahrer taucht ein.
- 66 ms ⇒ Beifahrerbag vollständig gefüllt, Beifahrer taucht ein.
- 84 ms ⇒ Fahrer max. in Kissen eingetaucht.
- 98 ms ⇒ Beifahrer max. eingetaucht.
- 150 ms ⇒ Kollisionsvorgang abgeschlossen, Insassen wieder in Ausgangsposition, Bags entleert.

Ergebnis: Reduktion der

- Kopfrotation
- Wirbelsäulenbeanspruchung
- Beschleunigungen im Brustkorbbereich
- Kniekräfte

Verletzungskriterien

- Kopf

HIC Head Injury Criterion

$b_{3\text{ ms}}$ Beschleunigung, die während eines Intervalls von 3 ms vorliegt.

Es gilt:

$$\text{HIC} = \max \left\{ \left[\frac{1}{t_2 - t_1} \cdot \int_{t_1}^{t_2} a(t) \cdot dt \right]^{2,5} \cdot (t_2 - t_1) \right\}$$

worin a [g] Res. Kopfbeschleunigung am Dummy

$t_{1,2}$ [s] Betrachtete Zeitdauer

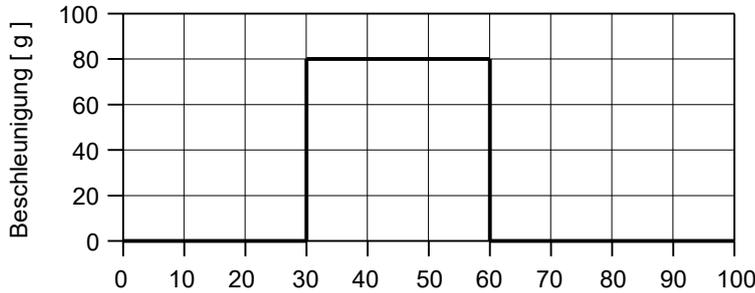
Daraus folgt je nach

- Beschleunigungsverlauf (Abb. 2.5-12)
der zugehörige
- HIC – Wert. (Abb. 2.5-11)

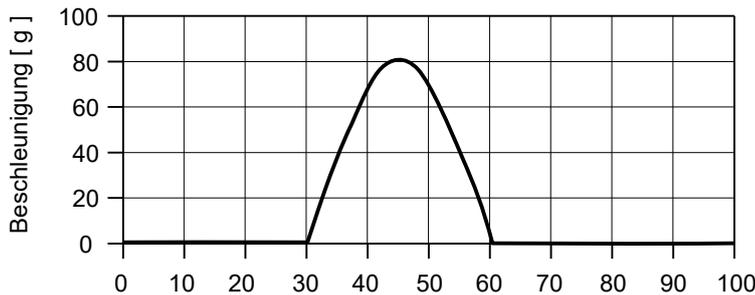
Der HIC-Wert wird weiter in einen HIC₁₅-Wert und einen HIC₃₆-Wert unterteilt.

- HIC₁₅ ⇒ das Intervall $t_2 - t_1$ ist maximal 15 ms
⇒ repräsentiert den steifen, harten Aufprall

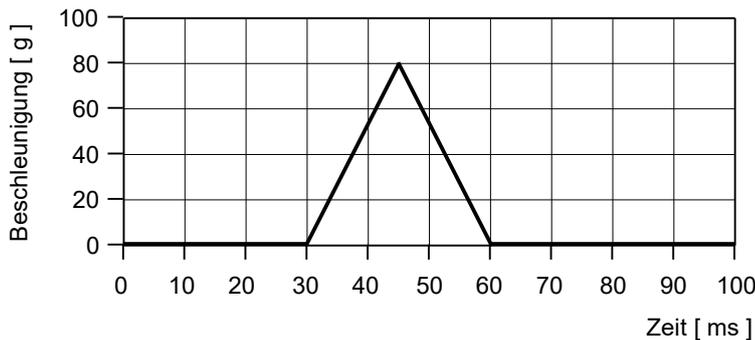
- HIC_{36} \Rightarrow das Intervall $t_2 - t_1$ ist maximal 36 ms
 \Rightarrow repräsentiert den weicheren Kopfaufprall



Rechteck – Verlauf:
 $HIC_{36} = (t_2 - t_1) \cdot a_{max}^{2,5}$



Halbsinus – Verlauf:
 $HIC_{36} = 0,4146 \cdot (t_2 - t_1) \cdot a_{max}^{2,5}$



Dreieck – Verlauf:
 $HIC_{36} = 0,2464 \cdot (t_2 - t_1) \cdot a_{max}^{2,5}$

Abb. 2.5-12: Beschleunigung – Zeit – Verläufe und zugehörige Näherungsformeln zur HIC – Berechnung.

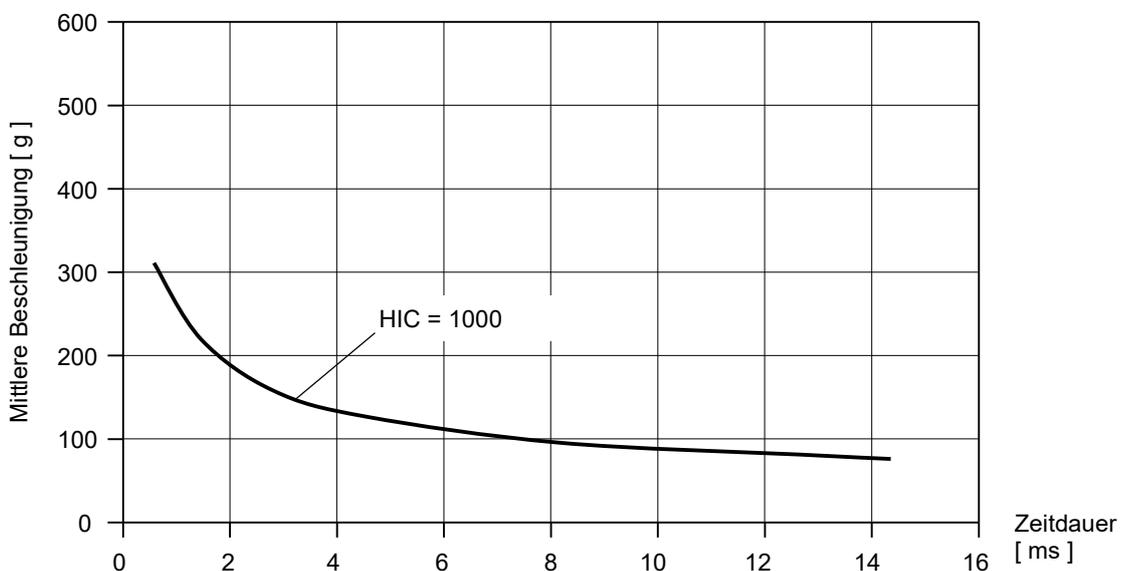


Abb. 2.5-11: HIC – 1000 – Kurve, berechnet aus einem Cosinus – Verlauf der Beschleunigung.

Gesetzliche Kriterien für den Frontalaufprall:

- Europa (ECE-R 94): $HIC_{36} = 1000$,
 $a_{3\text{ ms}} = 80\text{ g}$, d.h. die Beschleunigung darf nicht länger
als 3 ms über 80 g liegen.
- USA (FMVSS 208): $HIC_{15} = 700$

- Thorax

- SI Severity Index
- s_{max} Brustkorbkompression
- $a_{3\text{ ms}}$ Wert, der während 3 ms vorliegt.

Es gilt:

$$SI = \int_0^t [a(t)]^{2,5} \cdot dt$$

mit a [g] Res. Brustbeschleunigung am Dummy

Überlebensgrenzen:

- SI = 1000
- s_{max} = 50,8 mm Brustkorbkompression
- $a_{3\text{ ms}}$ = 60 g

- Weitere Grenzwerte für

- Becken ($a_{\text{max}}, F_{\text{max}}$)
- Oberschenkel (F_{max})

- Schlussbemerkungen:

Neue Strategien im Bereich der aktiven Sicherheitsmaßnahmen erforderlich, z.B. GPS in Verbindung mit

- Staumeldungen
- Reibwerte
- Warnung an Fahrer
- Aktiver Eingriff

3. Antriebsmaschinen

3.1 Verbrennungsmotor

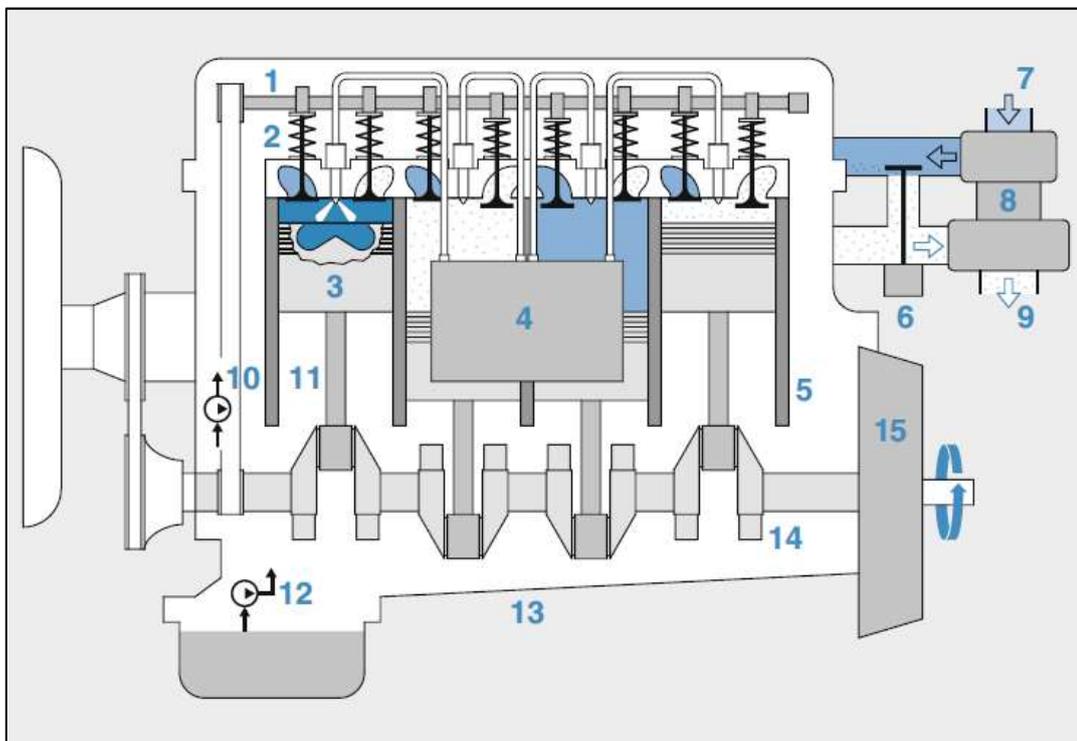
Verfahren:

Otto-Motor : 0,3 bis 2.500 kW / 2.600 bis 7.000 U/min, Rennmotoren bis 19.000 U/min

Diesel-Motor : 1,5 bis 36.000 kW / 100 bis 5.000 U/min, η ca. 20 % besser.

Vielstoff-Motor : Otto- und Dieseldieselkraftstoff

Aufbau eines Motors (Bsp. Diesel):



1 Nockenwelle, 2 Ventile, 3 Kolben, 4 Einspritzsystem, 5 Zylinder, 6 Abgasrückführung, 7 Ansaugrohr, 8 Lader (hier Abgasturbolader), 9 Abgasrohr, 10 Kühlsystem, 11 Pleuelstange, 12 Schmiersystem, 13 Motorblock, 14 Kurbelwelle, 15 Schwungrad

Anwendung:

Pkw-Motor : 4-Takt Otto-Motor oder Diesel-Motor, wassergekühlt.

Lkw-Motor : Meist 4-Takt Diesel-Motor.

Schiffs-Motor : Meist 4-Takt Diesel-Motor, ab ca. 10.000 kW 2-Takt Diesel-Motor.

Vergleich Otto- und DieselmotorDiesel-Motor:

- Verdichtungsverhältnis (Kompressionsrate) hoch → höherer Wirkungsgrad (+)
- Selbstzündung des Gemisches (keine Zündkerze)
- Keine Drosselklappe (geringe Ansaugverluste) (+) → unabhängig von der Motorlast (Fahrpedalstellung) wird das selbe Luftvolumen angesaugt
- max. Drehmoment bei niedrigeren Drehzahlen (+)
- hohe mechanische Komponentenbelastungen → Dieselmotor teurer (-)
- CO₂ Emissionen niedrig (+)
- NO_x (Stickoxide) Emissionen hoch → aufwendigere Abgasnachbehandlung notwendig (-)

Otto-Motor:

- Hohe Leistungsdichte (+)
- Abgasnachbehandlung einfacher (+)
- Mechanische Komponentenbelastungen niedriger → Ottomotor günstiger im Anschaffungspreis (+)
- max. Drehmoment bei hohen Drehzahlen (bei Motor ohne Aufladung), Leistung steigt mit steigender Drehzahl

Prozesse:

Realer Prozess : Messe Druckverläufe im Brennraum = $f(^{\circ}KW)$, liefert p-V-Diagramm. Berechne daraus T-s-Diagramm.

Idealer Prozess : Idealisierte Verläufe zur Beurteilung eines realen Prozesses.

3.1.1 Vergleichsprozesse

a.) Carnot-Prozess

Abb. 3.1-2 (1824): p = Druck, V = Volumen, T = Temperatur, S = Entropie

Bestmöglicher Wirkungsgrad zwischen 2 vorgegebenen Temperaturgrenzen.

Wärmezu- bzw. -abfuhr:

Längs Isothermen (2 – 3, 4 – 1), durch Kontakt mit zwei Wärmereservoirs sehr großer Kapazität bei T_1 und T_2 .

Zustandsänderung zwischen den Reservoirs:

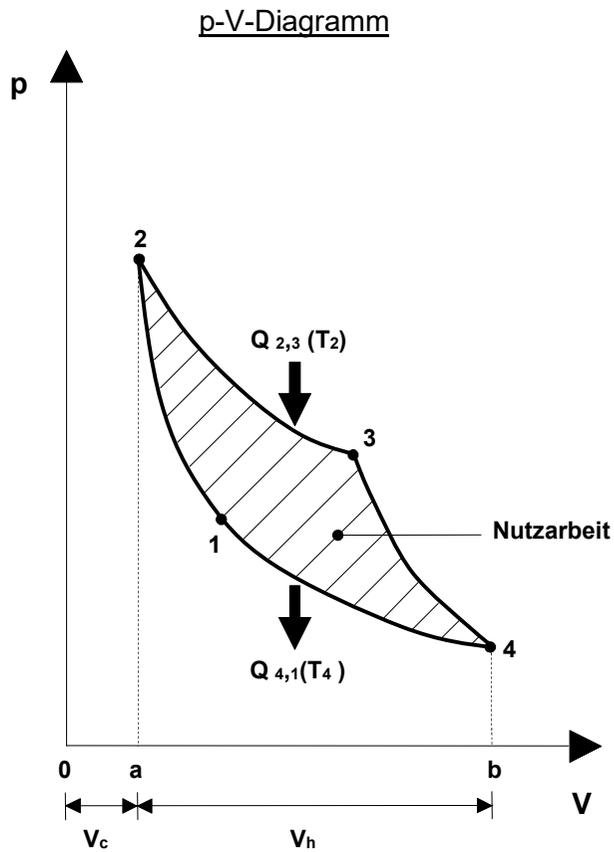
Längs Adiabaten (1 – 2, 3 – 4), verlustfrei ($dQ = 0$).

Thermischer Wirkungsgrad:

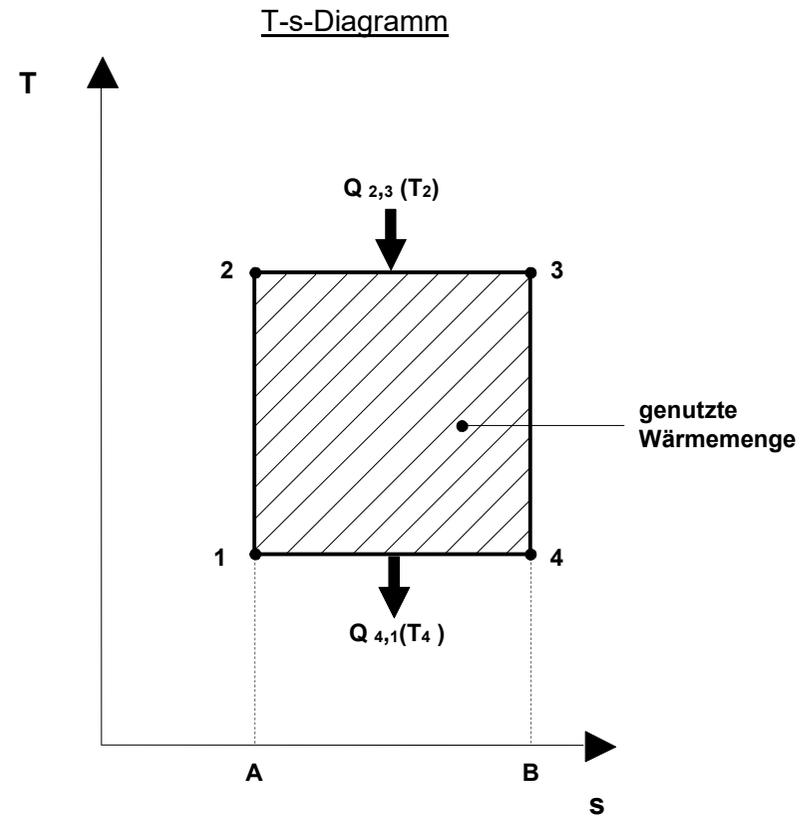
$$\eta_{\text{th}} = \frac{Q_{\text{Gain}}}{Q_{\text{in}}} = \frac{Q_{23} - Q_{41}}{Q_{23}} \quad \Rightarrow$$



(T = abs. Temperatur !)



- 4 – 1 – 2 – a – b : Benötigte Verdichterarbeit
- 4 – 3 – 2 – a – b : Abgegebene Expansionsarbeit
- 4 – 1 – 2 – 3 : Nutzarbeit



- $Q_{2,3}$: Zuführte Wärmemenge
- $Q_{4,1}$: Abgeführte Wärmemenge
- 4 – 1 – 2 – 3 : Genutzte Wärmemenge, entspricht Nutzarbeit

Im T-s-Diagramm als Flächenverhältnis

$$\eta_{\text{th}} = \frac{\text{Fl. (1-2-3-4)}}{\text{Fl. (B-A-2-3)}}$$

Anmerkungen:

- Carnot-Prozess hat besten η_{th} zwischen vorgegebenen Temperaturen.
- Trotzdem stets $\eta_{\text{th}} < 1$, es sei denn, $T_4 = 0 \text{ K}$ (d.h. -273 °C), also $\eta_{\text{th}} = 1$ ist theoretischer Grenzwert.
- Geringe Nutzarbeit (Fl. 1 – 2 – 3 – 4) im Verhältnis zur Verdichterarbeit (Fl. b – a – 2 – 1 – 4), d.h. große Maschine bei kleiner Nutzarbeit.
- Bei schnell laufenden Motoren höhere Leistung P aus $P = \text{Arbeit} / \text{Zeit}$ durch hohe Drehzahl. Dann jedoch isotherme Wärmezufuhr- bzw. -abfuhr nicht möglich.
- Technische Realisierung existiert nicht, nur von Interesse zur Berechnung bestmöglicher η_{th} !

b.) Seiliger-Prozess

Allgemeiner Vergleichsprozess, enthält Diesel- und Ottomotor als Sonderfall.

Seiliger-Prozess, Abb. 3.1-3

Wärmezufuhr:

Nach Zündung (2) in OT, längs Isochore (2 – 3) und Isobare (3 – 4).

Wärmeabfuhr:

In UT (5) mit Abgas, längs Isochore (5 – 1).

Zustandsänderung zwischen Wärmezufuhr- und -abfuhr:

Adiabaten (1 – 2, 4 – 5), verlustfrei ($dQ = 0$).

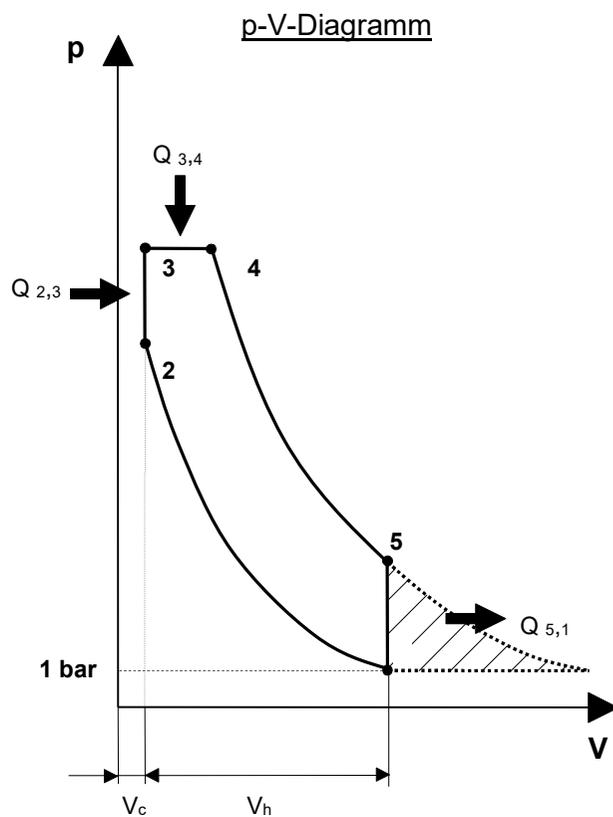
Anmerkung:

Keine vollständige Expansion der Gase, da

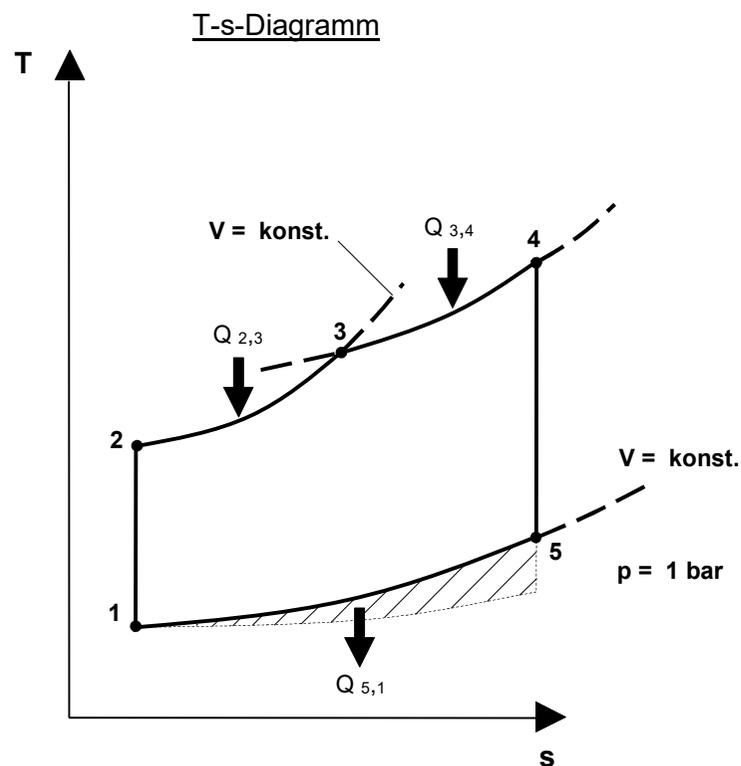
- Gewinn kleiner als zusätzl. Reibungsverluste, (mit Turbolader kann Energie teilweise genutzt werden.),
- Bauvolumen des Motors zu groß (geringe Literleistung, schlechtes Leistungsgewicht),
- durch Restdruck schnelles Austreten der Abgase,
- durch größere Restwärme im Abgas bessere Wirkung eines Katalysators.

Thermischer Wirkungsgrad:

$$\eta_{\text{th}} = \frac{Q_{\text{Gain}}}{Q_{\text{in}}} = \frac{Q_{23} + Q_{34} - Q_{51}}{Q_{23} + Q_{34}}$$



- 1 – 2 : Adiabate
- 2 – 3 : Isochore
- 3 – 4 : Isobare
- 4 – 5 : Adiabate
- 5 – 1 : Isochore



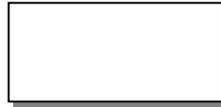
- 2 : Zündzeitpunkt bzw. Einspritzbeginn
- 2 – 3 – 4 : Verbrennung



Restenergie des unvollständig expandierten Verbrennungsgases

Abb. 3.1-3: Seiliger-Prozess, enthält Otto- und Dieselmotor als Sonderfall.

Ergibt nach Umrechnung für Seiliger-Prozess:



Gültig für ideales Gas.

worin mit Indizes nach Abb. 3.1-3

$$a_s = f(\text{Isentropenexponent, Druckverhältnisse, ...})$$

$$\varepsilon = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_c + V_h}{V_c} \quad \text{Verdichtungsverhältnis}$$

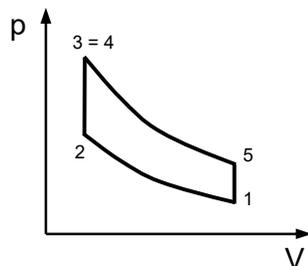
$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} \quad \text{Isentropenexponent}$$

Wirkungsgrad η_{th} vgl. Abb. 3.1-4 \Rightarrow



Sonderfälle:

- Otto-Motor: Gleichraum – Prozess, ε ca. 8 ... 12.



$$\rho = \frac{V_4}{V_3} = 1 \quad \Rightarrow \quad a_s = 1$$

$$\eta_{th O} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}}$$

- Diesel-Motor: Gleichraum – Gleichdruck – Prozess.
Schnell laufender Motor (Pkw-, Lkw-Diesel), ε ca. 17 ... 22.
Ablauf nach Seiliger-Prozess,

$$\eta_{th DS} = 1 - \frac{a_s}{\varepsilon^{\kappa-1}}$$

mit a_s aus Seiliger-Prozess, allgemein.

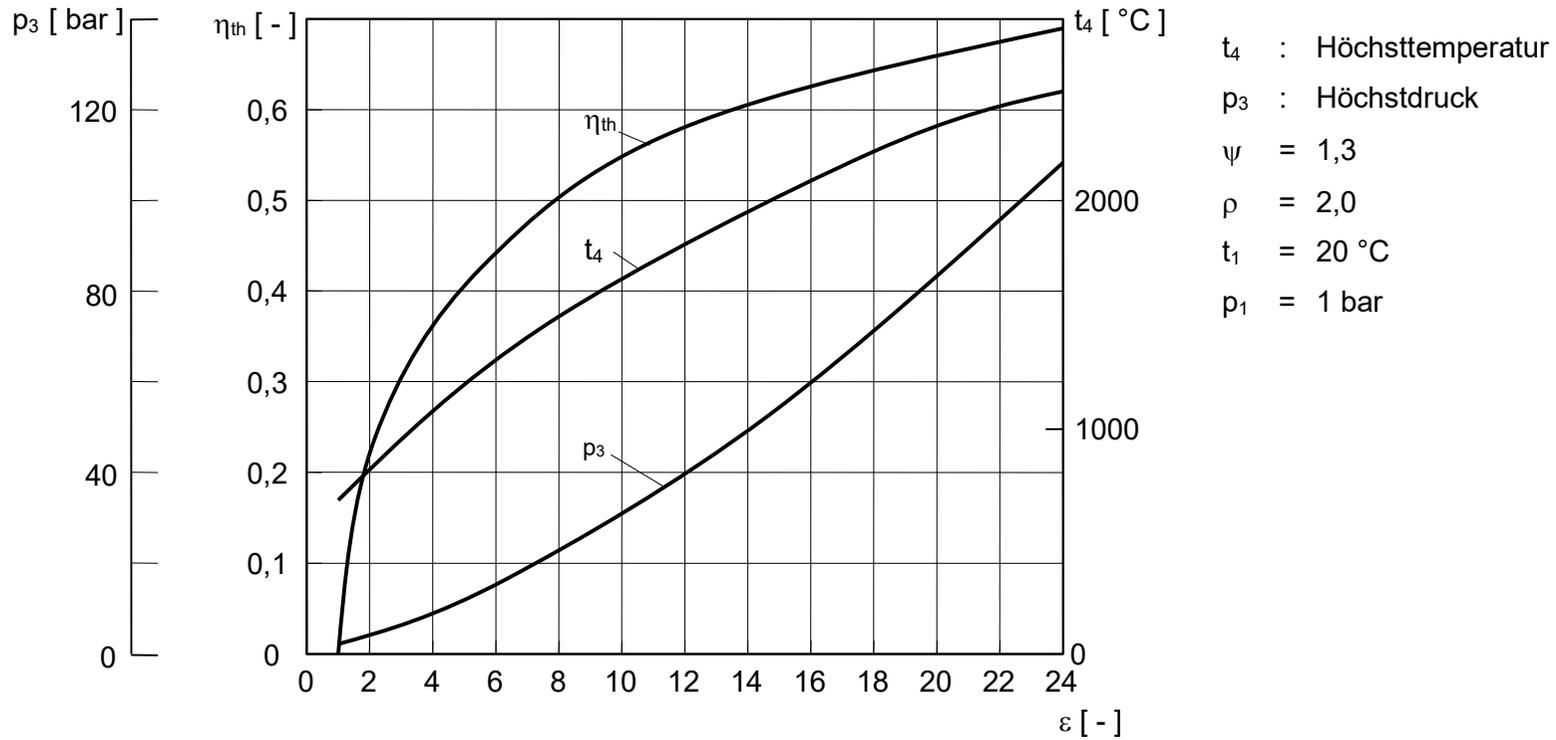
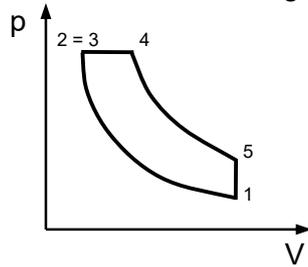


Abb. 3.1-4: Thermischer Wirkungsgrad η_{th} des Seiliger-Prozesses, ermittelt unter der Voraussetzung idealer Gase, eines vollständigen Ladungswechsels sowie wärmedichter Zylinder.

- Diesel-Motor: Gleichdruck – Prozess.

Langsam laufender Motor (Schiffs-Diesel), ε um ca. 12.



$$\psi = \frac{p_3}{p_2} = 1 \quad \Rightarrow$$

$$\eta_{th DL} = 1 - \frac{\rho^{\kappa} - 1}{\varepsilon^{\kappa-1} \cdot \kappa \cdot (\rho - 1)}$$

Vergleich der Prozesse (bei vorgegebenem Höchstdruck):

Setze für alle Prozesse gleich

p_1, t_1 Ansaugzustand

p_3 Höchstdruck

Q_{in} Zugeführte Wärmemenge

\Rightarrow



DL = Diesel langsam, DS = Diesel schnell, O = Otto

3.1.2 Grundlagen realer Prozesse

Reale Prozesse

Abb. 3.1-5 bis Abb. 3.1-7

Liefergrad

Einlass öffnet: Restgase (400 – 600 °C, geringer Überdruck) dehnen sich zunächst im Ansaugsystem aus, bevor Frischgas angesaugt wird.

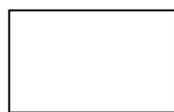
$$\Rightarrow V_h > V_a$$

Volumetrischer Wirkungsgrad (Abb. 3.1-8)



Da $V = f(p, t)$: Bezug auf Gewichte bei Normalbedingungen (20 °C, 1013 mbar).

Damit Liefergrad (Def. DIN 1940)



m_c = im Brennraum vorhandene Frischladungsmasse
 m_{th} = theoretisch mögliche Frischladungsmasse

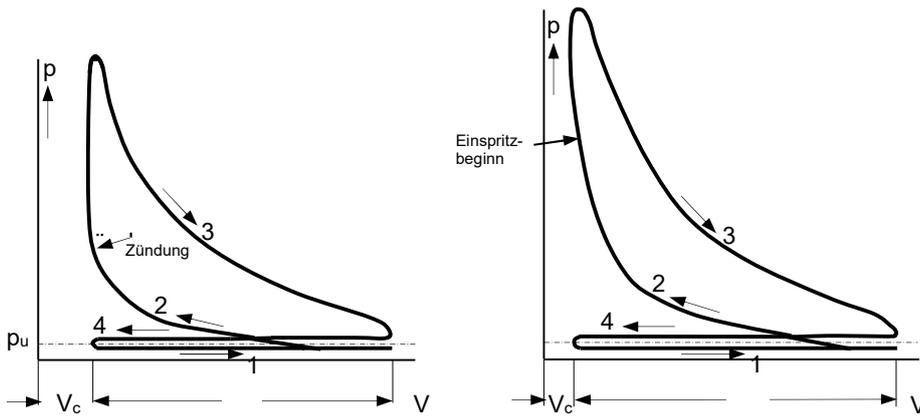
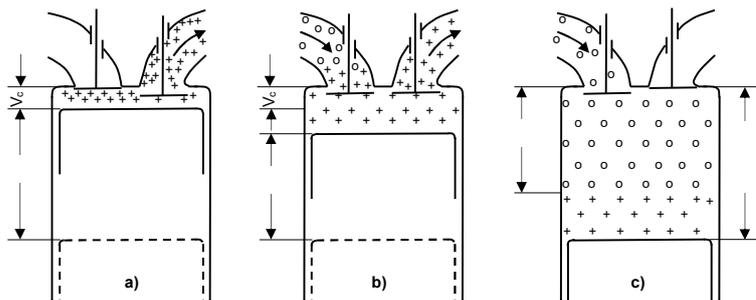
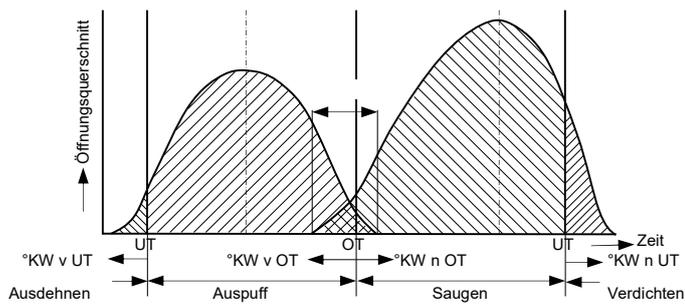
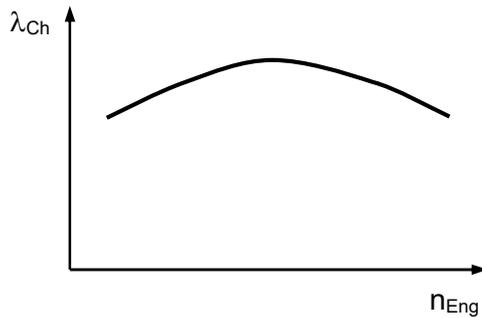


Abb. 3.1-5:

Reale Druckverläufe in einem Otto- und Dieselmotor nach dem 4-Takt-Verfahren.

- 1) Gemisch ansaugen
- 2) Komprimieren
- 3) Verbrennen
- 4) Abgas ausstoßen





Verlauf von λ_{Ch} über Motordrehzahl.

Kennlinie:

- Anstieg: Auslegung (Ventilüberschneidung !) auf Maximum bei mittleren Drehzahlen.
- Abfall: Gasgeschwindigkeit wächst mit n_{Eng} , also Drosselverluste nehmen zu (besonders stark bei Vergasermotor !)

Abhilfe: Schwingsaugrohr, Aufladung ($\lambda_{Ch} > 1$!) (Abb. 3.1-9 und Abb. 3.1-10)

Verdichtungsverhältnis

$$\varepsilon = \frac{V_c + V_h}{V_c}$$

Aus Vergleichsprozessen (Abschn. 3.1.1) folgt für den thermischen Wirkungsgrad idealisierter Prozesse (id. Gas, wärmedichte Zylinder, ...)

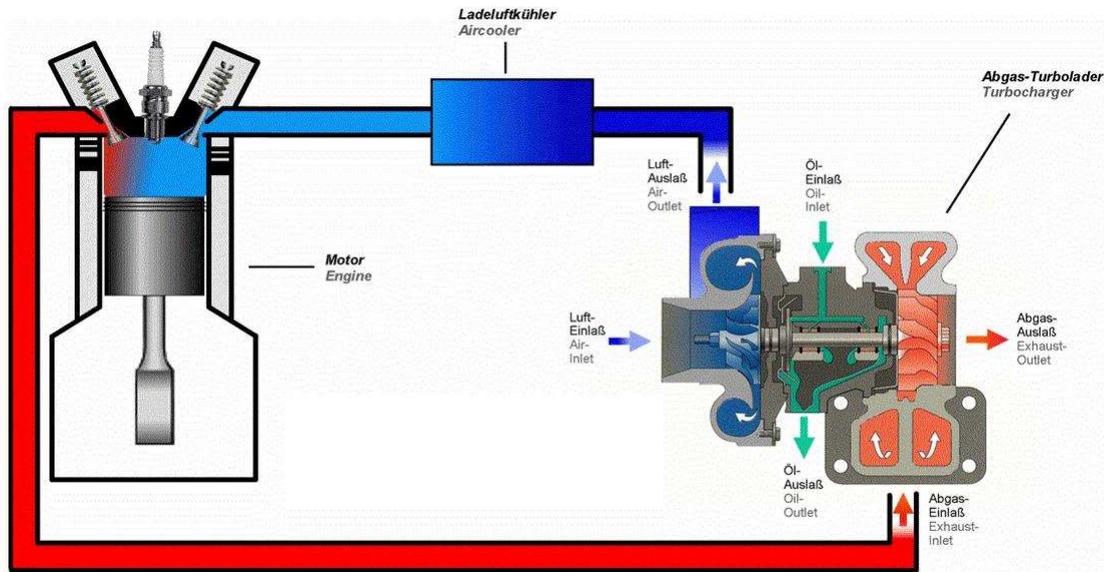
$$\eta_{th} = 1 - \frac{a_s}{\varepsilon^{\kappa-1}} \quad \text{wächst mit } \varepsilon !$$

wobei $a_s = f(\text{Gleichraumanteil, Gleichdruckanteil, Isentropenexponent } \kappa = \frac{c_p}{c_v}, \dots)$

Effektiver (wirtschaftlicher) Wirkungsgrad:

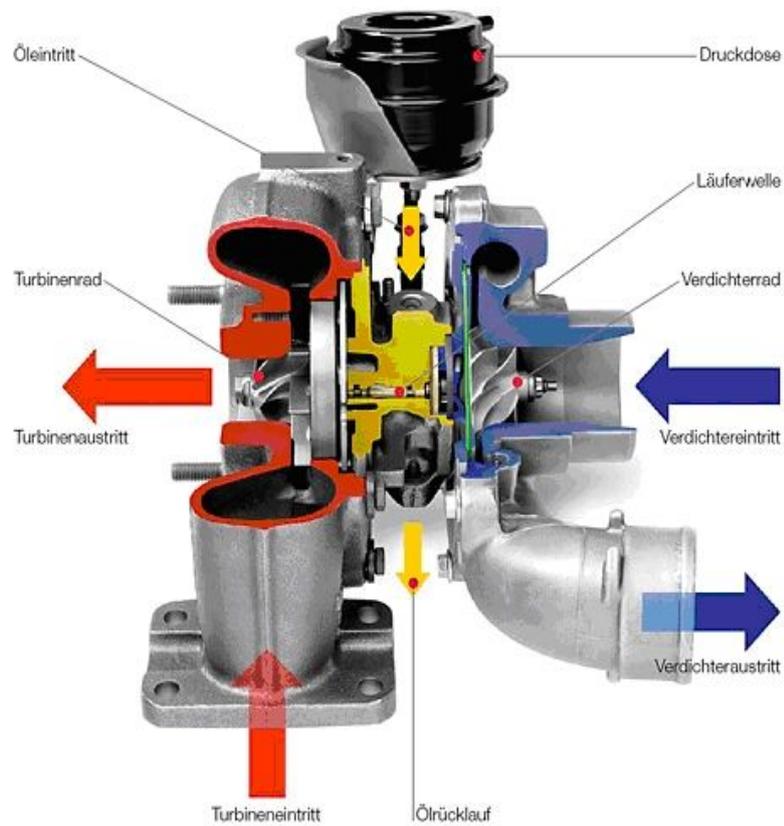
$$\eta_e = \frac{\text{Nutzleistung}}{\text{Wärmeverbrauch pro Zeit}}$$

Ermittlung für realen Motor aus Nutzleistung am Schwungrad.



Quelle: http://www.struck-turbo.de/images/turbomotorfunktion_big.gif

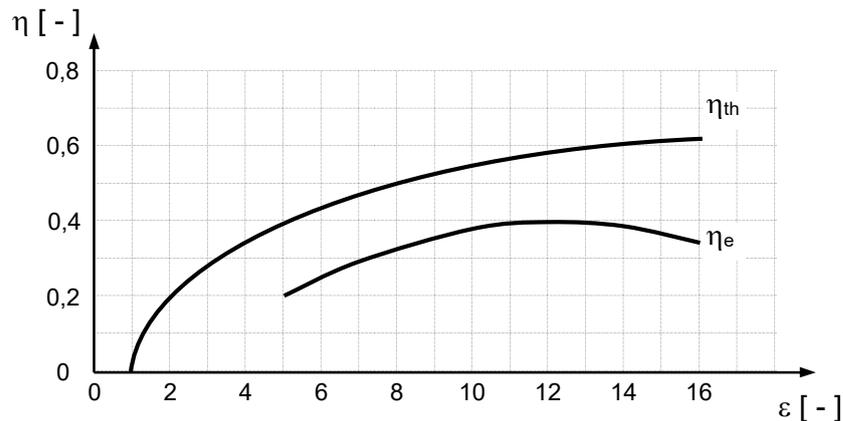
Abb. 3.1-9: Prinzip der Aufladung mit Abgas-Turbolader



Quelle: kfztech.de

Abb. 3.1-10: Prinzip der Aufladung mit Abgas-Turbolader

Zusammenhang am Beispiel eines Otto-Motors:



Realer Motor:

η_e wächst bis etwa ε = 12

Ursache:

$$\eta_e = \eta_{th} \cdot \eta_Q \cdot \eta_{mech}$$

$$= \underbrace{\eta_i}_{\text{indizierter Wirkungsgrad}} \cdot \eta_{mech}$$

η_{mech} wird mit zunehmendem ε (Brennraumdruck, Lagerreibung) schlechter.

η_Q Gütegrad

η_i indizierter Wirkungsgrad

Treibstoffe

- Otto-Motor

Wichtigstes Kriterium:

Klopfgrenze = f(Kraftstoff, Brennraumform, ...)

Vorgang: Gemischzündung an Kerze, Flammenfront ~ 10 m/s, Druckwelle ~ 350 m/s (Schallgeschw. = f(T) !)

Selbstzündung vor der Flammenfront, ⇒ rasante Verbrennung, höhere Spitzendrücke und Spitzentemperaturen ⇒ Klopfen. Thermische Überlastung (Kolbenfresser, Durchbrennen von Kolben und Ventilen.)

Gegenmaßnahmen:

- Motor: Kurze Flammenwege, Ladeluftkühlung bei aufgeladenen Motoren (mit Abgasturbolader), Zündkerze an heißester Stelle, ε senken (jedoch η_e !)
- Kraftstoff: Zündverzug (Aufbereitungszeit) groß durch hohen Anteil an Benzol (teuer, krebserregend) oder Antiklopfmittel (früher Bleiverbindungen, heute Alkohole, ...)

Otto-Kraftstoff:

Hoher Zündverzug,
Zündverzug bestimmt ε - Grenze (η_e !).

- Diesel-Motor

Wichtigstes Kriterium:

Nageln, Klopfen

Vorgang: Einspritzung, Zündverzug. Größere Teilmenge eingespritzt bis Selbstzündung, dann rasante Verbrennung bereits eingespritzter Menge, Nageln, Klopfen.

Besonders deutlich: Winter, tiefe Temp., hoher Zündverzug.

Diesel-Kraftstoff:

Geringer Zündverzug,
Festigkeit des Motors bestimmt ε - Grenze.

Motorleistung

Motorleistung hängt ab von

- p-V-Diagramm
- Zahl der Arbeitsspiele je Zeiteinheit a
- Zahl der Zylinder z

Unterscheide: Indizierte und effektive Leistung

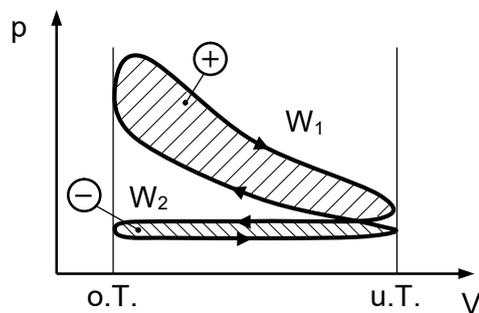
Indizierte Leistung

P_i , im Brennraum freigesetzt.

Verdrängungsarbeit (äußere Arbeit) bei Zustandsänderung eines Gases aus

$$W = \int p \cdot dV$$

aus p-V-Diagramm

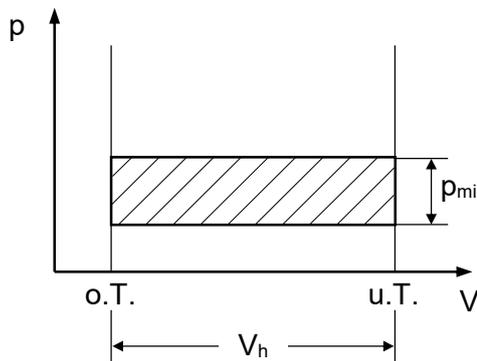


1.) $[W] = [p \cdot V] = \frac{N}{m^2} \cdot m^3 = Nm$

$[W] = \text{Arbeit}$

- 2.) W_1 Gewinn (Verbrennung)
 W_2 Verlust (Ladungswechsel)

p_{mi} = Indizierter Mitteldruck



Bestimme p_{mi} aus

$$W_1 - W_2 = W = \int p \cdot dV = p_{mi} \cdot V_h$$

V_h = Hubvolumen eines Zylinders

Indizierte Motorleistung:

$$P_i = p_{mi} \cdot V_H \cdot n_a \quad [W]$$

mit

V_H	[m ³]	Gesamthubvolumen des Motors
n_a	[1/s]	Zahl der Arbeitsspiele pro Zeit
n_a	= n_{Eng}	2-Takt
n_a	= $n_{Eng} / 2$	4-Takt
n_{Eng}	= [1/s]	Motordrehzahl

Indizierter Wirkungsgrad:

$$\eta_i = \frac{P_i}{\text{Wärmeverbrauch pro Zeit}}$$

$$\eta_i = \frac{P_i}{B_H \cdot H_u}$$

mit

P_i	[W]	Indizierte Leistung
B_H	[kg/s]	Abs. Kraftstoffverbrauch
H_u	[Ws/kg]	Spez. Heizwert des Kraftstoffes

Größenordnungen:

H_u	$\approx 4,2 \cdot 10^7$	[Ws/kg]	Otto- und Dieselkraftstoff
η_i	$\approx 0,28 - 0,38$		4-Takt-Ottomotor
η_i	$\approx 0,40 - 0,46$		4-Takt-Dieselmotor

Effektive Leistung

Effektive Leistung $P_e = P_i - \text{Reibleistung (Kolbenringe, Lager, ...)}$

$- \text{Nebenantriebe (Steuerung, Zündung, Lüfter, Lichtmasch., ...)}$

$\Rightarrow P_e = \text{Leistung am Schwungrad (Nutzleistung), vgl. Abb. 3.1-13.}$

$$P_e = p_{me} \cdot V_H \cdot n_a \quad [W]$$

$$n_a = n \quad \text{2-Takt}$$

$$n_a = n / 2 \quad \text{4-Takt}$$

$$n_{Eng} = [1/s] \quad \text{Motordrehzahl}$$

Effektiver Mitteldruck:

$$p_{me} = \eta_m \cdot p_{mi} \quad [N/m^2] = [Pa]$$

Größenordnung von p_{me} :

$$p_{me} = 7 - 12 \text{ bar} \quad \text{4-Takt-Ottomotor}$$

$$p_{me} = 6 - 10 \text{ bar} \quad \text{4-Takt-Dieselmotor}$$

$$p_{me} > 10 \text{ bar} \quad \text{Aufladung (z.B. 22 bar)}$$

$$(1 \text{ bar} = 10^5 \text{ N/m}^2 = 10^5 \text{ Pa})$$

Mechanischer Wirkungsgrad:

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} \quad \text{vgl. Abb. 3.1-12}$$

$$\eta_m = 0,8 \text{ bis } 0,85$$

Effektiver Wirkungsgrad:

$$\eta_e = \frac{P_e}{\text{Wärmeverbrauch pro Zeit}}$$

$$\eta_e = \frac{P_e}{B_H \cdot H_u} = \frac{1}{b_e \cdot H_u} = \eta_i \cdot \eta_m$$

mit

$$P_e \quad [W] \quad \text{Effektive Leistung}$$

$$B_H \quad [kg/s] = b_e \cdot P_e \quad \text{Abs. Kraftstoffverbrauch}$$

$$b_e \quad [kg/Ws] \quad \text{Spez. Kraftstoffverbrauch}$$

$$H_u \quad [Ws/kg] \approx 4,2 \cdot 10^7 \quad \text{Spez. Heizwert des Kraftstoffes}$$

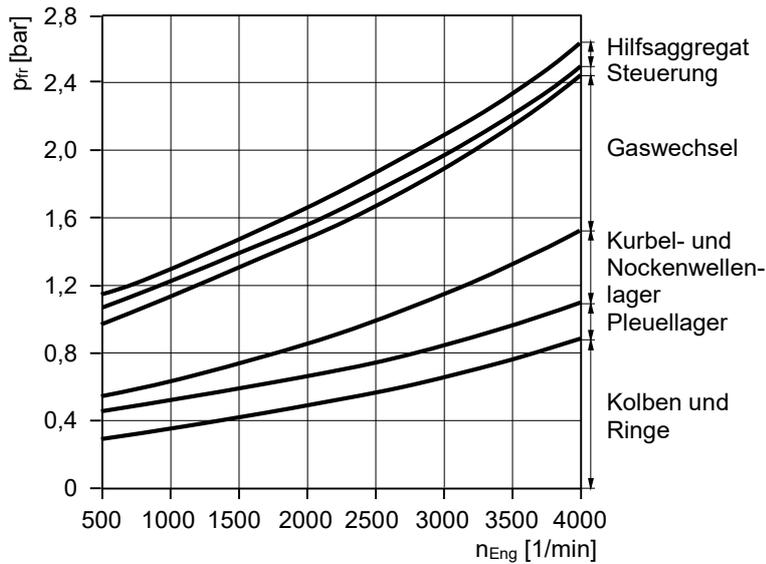


Abb. 3.1-11:

Aufteilung des gesamten mittleren Reibdruckes $p_{fr} = p_{mi} - p_{me}$ abhängig von der Drehzahl n_{Eng} für einen Pkw-Viertaktmotor (Mittelwerte).

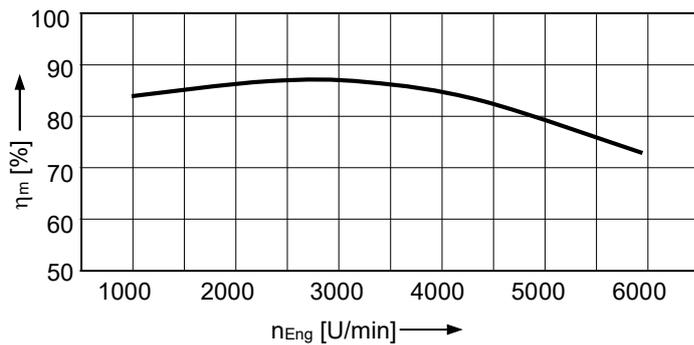


Abb. 3.1-12:

Mechanischer Wirkungsgrad η_m , abhängig von der Drehzahl n_{Eng} für einen Pkw – Viertakt – Ottomotor.

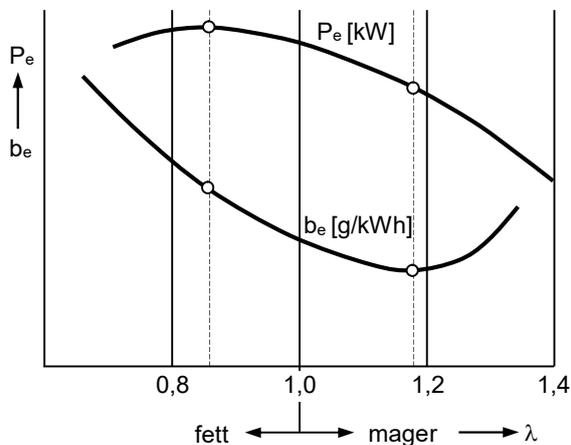


Abb. 3.1-13:

Abhängigkeit der Leistung P_e (p_{me}) und des spezifischen Verbrauches b_e für Ottomotoren vom Luftverhältnis.

Größenordnung:	$\eta_e \approx 0,25 - 0,35$	4-Takt-Ottomotor
	$\eta_e \approx 0,3 - 0,45$	4-Takt-Dieselmotor
	$\eta_e \approx 0,45 - 0,5$	2-Takt-Schiffsdieselmotor

Leistungssteigerung

$$P_e = f(V_H, \eta_{Eng}, p_{me})$$

worin

$$p_{me} = \frac{\lambda_{Ch}}{\lambda \cdot L_{min} \cdot b_e} \quad [N/m^2] = [Pa]$$

und

λ [-]	Luftverhältniszahl
L_{min} [m ³ Luft / kg Brennstoff]	Mindestluftbedarf
b_e [kg/Ws]	Spez. Kraftstoffverbrauch
λ_{Ch} [-]	Liefergrad

- Luftverhältniszahl λ :

$$\lambda = \frac{\text{Vorhandens Luftgewicht}}{\text{Luftgewicht für vollst. Verbrennung}}$$

λ -Ottomotor

$$\lambda = 0,8 \text{ bis } 1,2 \quad \text{Zündgrenzen, homogenes Gemisch}$$

λ beeinflusst stark p_{me} und damit P_e , Beispiel Otto-Motor, Abb. 3.1-13.

Anheben von p_{me} (P_e) durch Überfetten des Gemisches ($\lambda < 1$) möglich (nicht bei einem Drei-Wege-Katalysator).

λ -Dieselmotor

Einspritzung, Gemisch heterogen. Am Rande der Kraftstoffwolke stets Bereich mit $\lambda \approx 1$, $\Rightarrow \lambda > 1$

- möglich, aber auch
- erforderlich wegen schlechter Gemischbildung, sonst unvollst. Verbrennung.

$\lambda \geq 1,3$	bei Volllast
λ bis 10	bei Teillast, Leerlauf

Hohe λ -Werte:

$$P_e \text{ prop. } p_{me} \text{ prop. } \frac{1}{\lambda} \Rightarrow \text{Kleinere Literleistung !}$$

- Mindestluftbedarf L_{\min} :

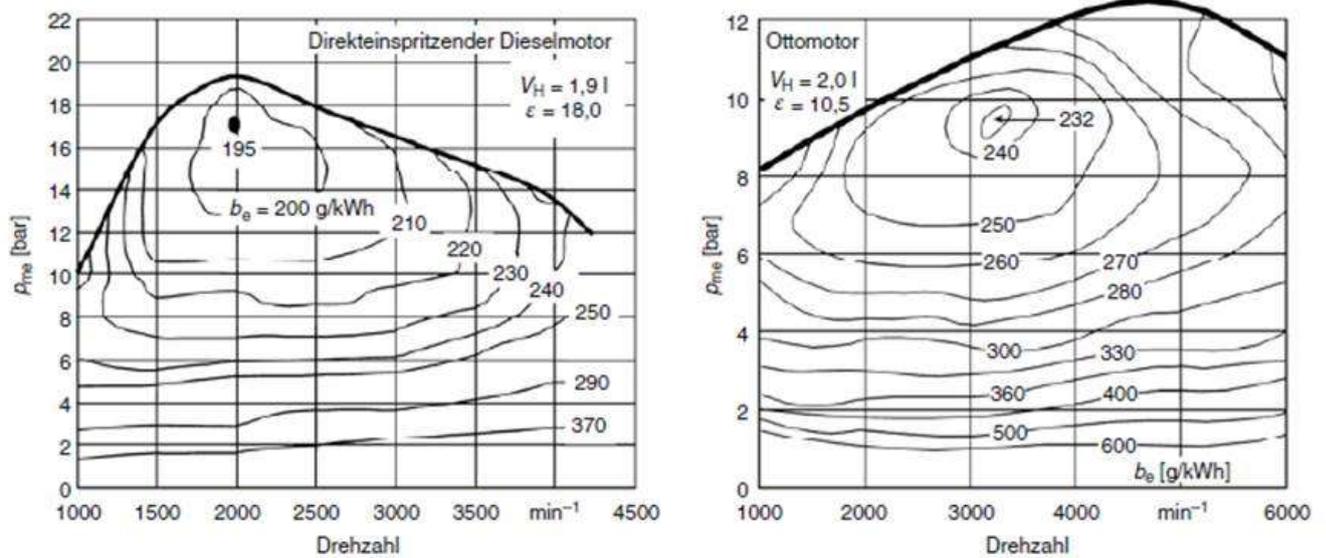
$$L_{\min} = 11,5 \frac{\text{m}^3 \text{ Luft}}{\text{kg Brennstoff}} \quad \text{Otto-Kraftstoff}$$

$$L_{\min} = 11,0 \frac{\text{m}^3 \text{ Luft}}{\text{kg Brennstoff}} \quad \text{Diesel-Kraftstoff}$$

- Spez. Kraftstoffverbrauch b_e :

Größenordnung b_e [g/kWh]

$b_e = 230 - 430$	4-Takt-Ottomotor
$b_e = 190 - 340$	4-Takt-Dieselmotor
$b_e = 170 - 190$	2-Takt-Schiffsdiesel



Quelle: Braess, Seifert: Handbuch der Kraftfahrzeugtechnik, Springer Verlag

Abb. 3.1-14:

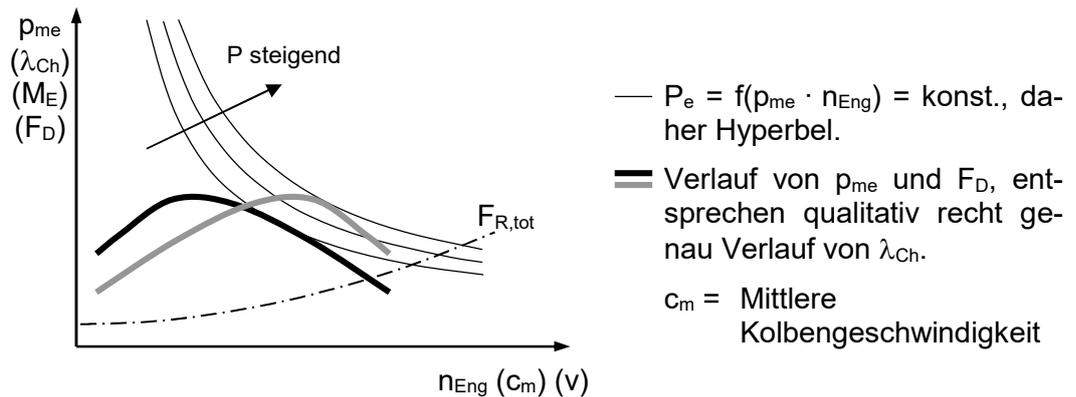
Wirkungsgradkennfelder für Otto (nicht aufgeladen) und Diesel (aufgeladen)

- Liefergrad λ_{Ch} :

$$\lambda_{Ch} = \frac{m_c}{m_{th}}$$

Erläuterung siehe Abschnitt 3.12-1

Verlauf von p_{me} (damit auch von P_e), F_D , λ_{Ch} über Motordrehzahl n_{Eng} qualitativ gleich, da p_{me} und $F_D = f(\lambda_{Ch})$.

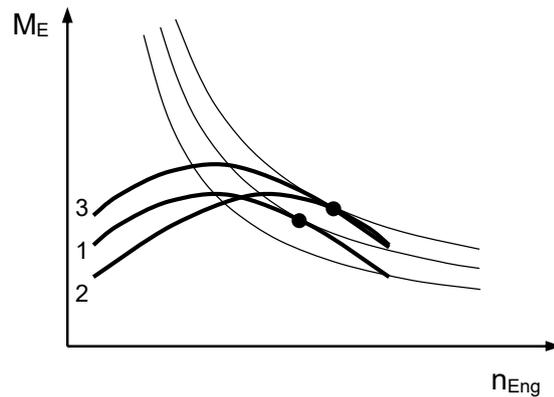


Also: Leistungserhöhung, wenn $\lambda_{Ch,max}$ zu höheren Drehzahlen.

Mit

$$M_E = \frac{P_e}{\omega} = \frac{P_e}{2 \cdot \pi \cdot n_{Eng}} = \frac{V_H \cdot p_{me} \cdot n_a}{2 \cdot \pi \cdot n_{Eng}} \quad [Nm]$$

ist auch Moment am Schwungrad direkt von p_{me} und λ_{Ch} abhängig.



1.) $\lambda_{Ch,max}$ bei niedriger n , „elastischer“ Motor.

2.) Leistungssteigerung durch $\lambda_{Ch,max}$ zu höherer n_{Eng} , V_{max} größer, Motor weniger „elastisch“.

3.) Leistungssteigerung durch Anheben von V_H (selbe P_e wie Motor 2 !) ergibt beste Anhebung, da

- Zugkraftüberschuss bei kleinen n_{Eng} („elastisch“)
- Getriebesprünge kleiner (Anpassung Zugkrafthyperbel)

Ähnliche Wirkung kann auch bei geringem Hubraum erzielt werden, indem p_{me} durch den Einsatz eines Turboladers angehoben wird („Downsizing“).

Messung der Motorgrößen

- Indizierte Leistung: Indikatordiagramm (p-V), ermittle Flächen.
- Effektive Leistung: Motorprüfstand
- Motorkennfeld: Effektive Leistung P_e (als p_{me} über n_{Eng}) sowie Kraftstoffverbrauch (b_e von p_{me} und n_{Eng}) für Vollast und Teillast.

3.1.3 Abgasemissionen

3.1.3.1 Schadstoffe und Grenzwerte

- Schadstoffe, die bei Verbrennung in der Technik frei werden sowie deren Wirkung auf Mensch und Natur: Tab. 3.1-1:

Waldsterben: SO_x und NO_x bilden in Atmosphäre Säuren \Rightarrow saurer Regen \Rightarrow Verätzungen von Blatt- und Nadeloberflächen und Bodenversauerung \Rightarrow Waldsterben.

- Wege und Verbleib der Schadstoffe aus techn. Verbrennungen: Tab. 3.1-2.

CO_2 : Einziger der aufgeführten Schadstoffe, der in Atmosphäre angereichert wird.

Antropogener Anteil: Technik, Waldrodung.

1900	ca. 280 ppm	} Globale Werte
2004	ca. 370 ppm	
2013	ca. 400 ppm	
2080	ca. 600 ppm	

600 ppm bedeuten:

- Starke Klimaänderungen, Verlagerung der Klimazonen, ...
- Etwa 3 °C höhere mittlere Jahrestemperatur, Abschmelzen von Gletschern und Polkappen, Meeresspiegel + 5 m, ...

- Straßenverkehr: Tab. 3.1-1: und Tab. 3.1-3

- An CO , C_mH_n , NO_x - Emission stark beteiligt.
- Für sauren Regen nicht Hauptverursacher, da SO_x – Anteil sehr gering und NO_x bodennah emittiert, überwiegend direkt abgelagert (im Gegensatz zu Kraftwerken!)
- CO , C_mH_n , NO_x durch Katalysator stark reduzierbar, aber vollst. Verbrennung bzw. Umwandlung ergibt H_2O und CO_2 !

Alternative Kraftstoffe oder Antriebe ?

- Grenzwerte:

Abgasgesetzgebung für Pkw in BRD entspricht europäischer Gesetzgebung (ECE), Abb. 3.1-17 u. Abb. 3.1-18.

- Messung:

- Europa: NEFZ – Zyklus, Abb. 3.1-21 (Ab 2017 Einführung des neuen WLTP-Zyklus (Worldwide Harmonized Light Duty Test Procedure), der weltweit gültig sein wird(Abb. 3.1-23; ,

Stärkere Gewichtung der Warmlaufphase als im

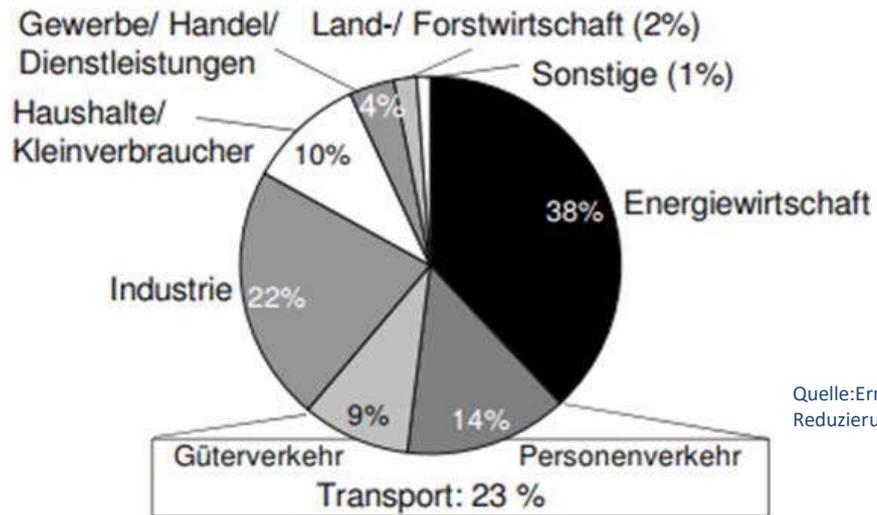
- USA : FTP – Zyklus, dort mehr auf große Strecken ausgerichtet, Abb. 3.1-22.

Schadstoff	Wirkung auf Mensch	Wirkung auf Natur (Pflanzen)
CO Kohlenmonoxid	Direkt schädlich nur bei höheren Konzentrationen (> 0,01 %)	Direkt unschädlich
C _m H _n Kohlenwasserstoffe	Krebs erregend, erbgutschädigend, reizen Schleimhäute und Atemwege, teilweise geruchsbelästigend	Schädigen Assimilationsorgane der Pflanzen
NO _x Stickoxide	Reizen Schleimhäute, gewebeschtädigend	Mitverantwortlich für Waldsterben
CO ₂ Kohlendioxid	Direkt schädlich nur bei sehr hohen Konzentrationen	Direkt unschädlich, aber Anreicherung in Atmosphäre, Treibhauseffekt !
O ₃ Ozon	Direkt schädlich für Gewebe	Direkt schädlich für Blätter und Nadeln, erhöht Durchlässigkeit der Zellmembranen für saure Niederschläge
SO ₂ Schwefeldioxid	Schädigt Atemwege, Lungen	Mitverantwortlich für Waldsterben
Ruß	An Rußpartikeln lagern sich Krebs erregende Stoffe (Benzpyren) an und setzen sich in der Lunge ab. Kleinere Partikel können die Atemweg-Filterssysteme des Menschen ungehindert passieren und gelangen teilweise bis in den Blutkreislauf.	In geringen Mengen unschädlich.

Schadstoff	Wege und Verbleib
CO Kohlenmonoxid	Etwa 87 % in CO ₂ durch luftchemische Reaktionen, etwa 13 % von Boden aufgenommen.
C _m H _n Kohlenwasserstoffe	Verweilzeit von Methan (CH ₄) 7 Jahre, Verweilzeit der übrigen Kohlenwasserstoffe nur wenige Tage bis Stunden. Größter Teil durch luftchemische Reaktionen zu CO ₂ .
NO _x Stickoxide	Etwa 66 % werden direkt abgelagert, Rest in Atmosphäre in Salpetersäure (HNO ₃) gewandelt, saurer Regen.
CO ₂ Kohlendioxid	Anreicherung in Atmosphäre!
O ₃ Ozon	Etwa 66 % luftchemisch in O ₂ gewandelt, etwa 34 % am Boden in O ₂ . In Bodennähe starke Schwankungen der Konzentrationen.
SO ₂ Schwefeldioxid	Etwa 50 % Auswaschung oder trockene Ablagerung, Rest in Schweflige Säure (H ₂ SO ₃), Schwefelsäure (H ₂ SO ₄) und Sulfate, saurer Regen.
Ruß	Direkte Ablagerung

Schadstoff	Global		Bundesrepublik Deutschland	
	Technik	Natur	Technik	Natur
CO	20	80	67	33
C _m H _n	10	90	42	58
NO _x	33	67	89	11
CO ₂	2	98	46	54
SO ₂	53	47	99	1

Abb. 3.1-15: Geschichtliche Entwicklung der emittierten Schadstoffmenge in der Bundesrepublik Deutschland. Angegeben sind die prozentualen Anteile der vom Verkehr emittierten Schadstoffe.



Quelle: Ernst, C.; Eckstein, L. et al.: CO2 Reduzierungspotentiale bei Pkw bis 2020

Abb. 3.1-16: CO₂-Emission in Europa (EU27) in 2007 aufgeschlüsselt nach Sektoren

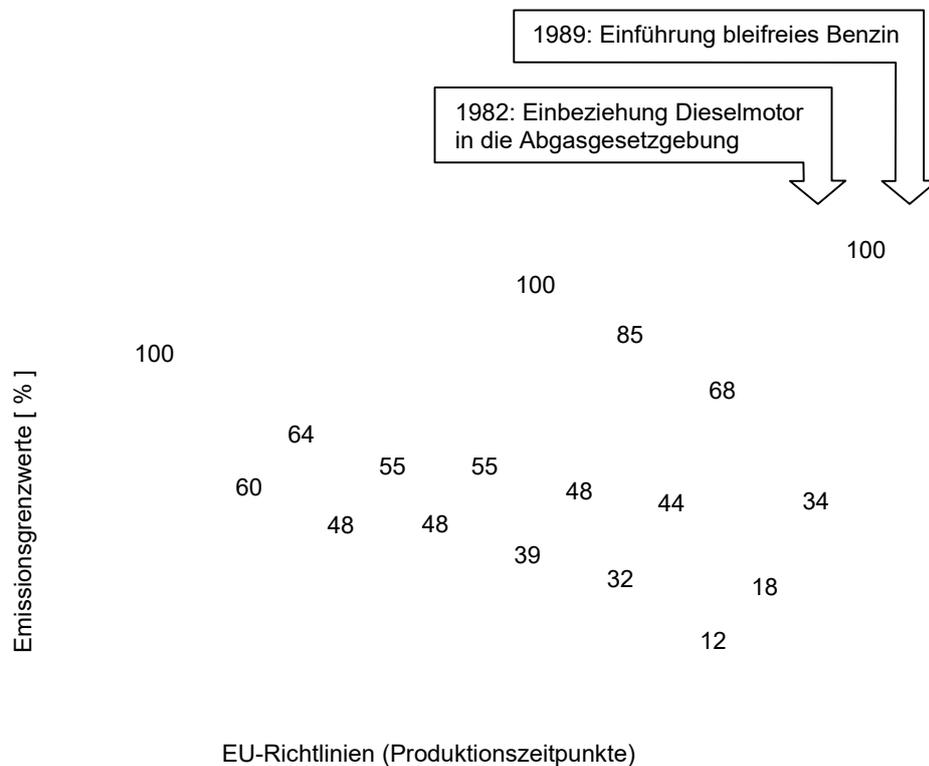
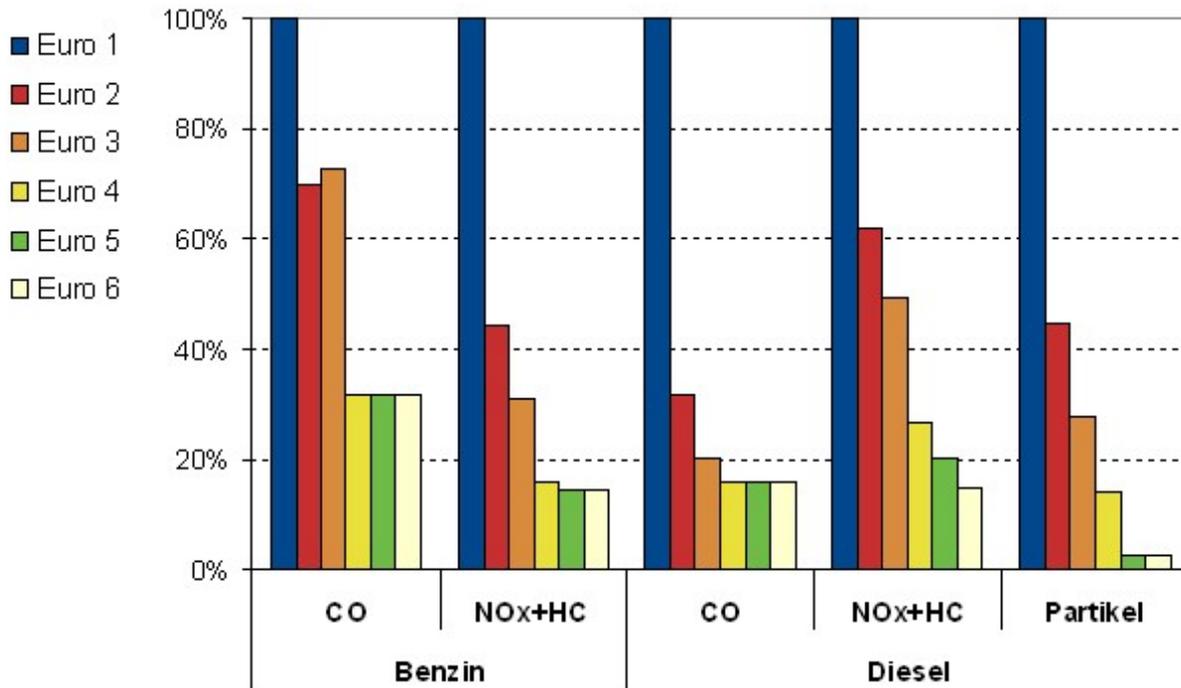


Abb. 3.1-17: Entwicklung der Abgasgesetzgebung für Pkw in Europa bis 1992. Danach Umstellung des Prüfverfahrens von relativen Volumenanteilen auf absolute Massen. PM = Partikel-Masse



	gültig ab	Benzin			Diesel			
		CO	NO _x	HC	CO	NO _x	HC+NO _x	Partikel
		in g/km						
Euro 1	1.7.1992	3,16	HC+NO _x 1,13		3,16		1,13	0,18
Euro 2	1.1.1996	2,2	HC+NO _x 0,5		1,0		0,7	0,08
Euro 3	1.1.2000	2,3	0,15	0,2	0,64	0,5	0,56	0,05
Euro 4	1.1.2005	1,0	0,08	0,1	0,5	0,25	0,3	0,025
Euro 5	1.9.2009	1,0	0,06	0,1	0,5	0,18	0,23	0,005
Euro 6	1.9.2014	1,0	0,06	0,1	0,5	0,08	0,17	0,005

Euro 3 (98/69/EG):

Paket der „Euro 3“ u.a.: Änderung Zyklus (Entfall 40s-Vorlauf)

Die Grenzwerte für PKW werden vom Jahr 2000 an in einem modifizierten Testzyklus gelten, bei dem die Probeentnahme mit dem Startvorgang beginnt und die Leerlaufphase von 40 Sekunden entfällt.

Trennung HC/NO_x

Zusätzlich wird die Trennung des HC/NO_x – Grenzwertes für Ottomotoren im Verhältnis 57/43 und ein zusätzlicher NO_x – Grenzwert für Dieselmotoren vorgeschrieben.

Abb. 3.1-19: Phase in der CO₂-Zielvorgaben für die europäische Neuwagenflotte

Abb. 3.1-20: Berechnung der Strafzahlungen pro Neuzulassungen bei Grenzwertüberschreitung

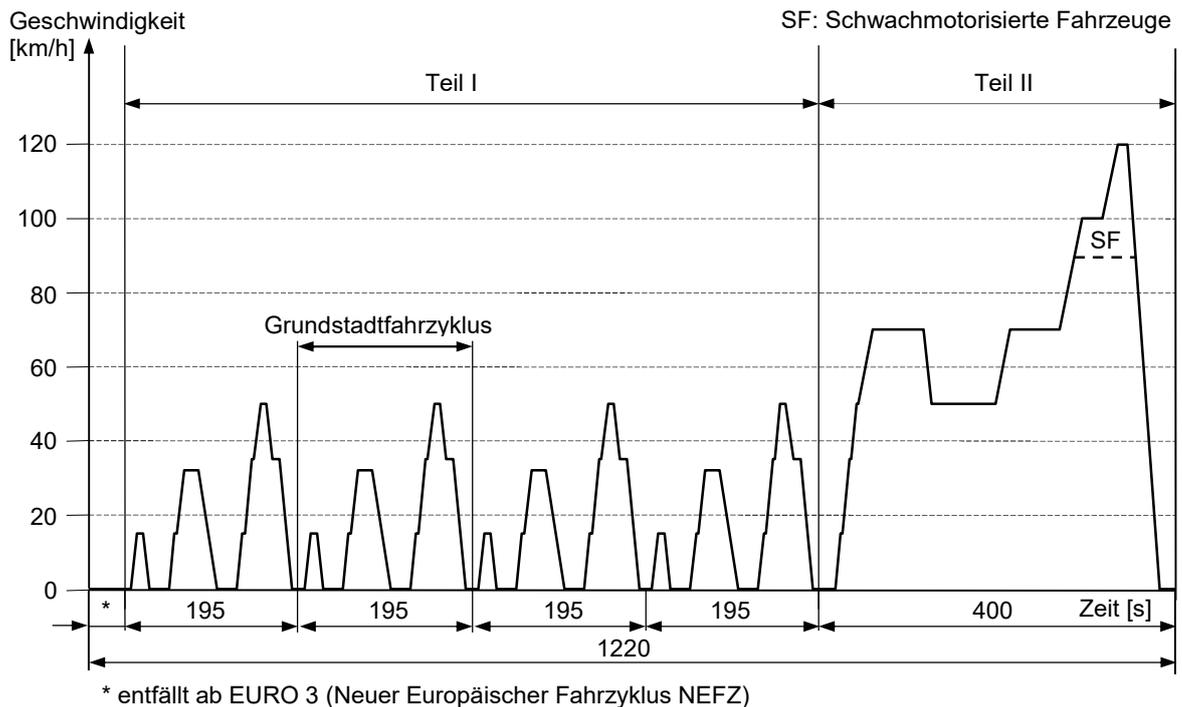


Abb. 3.1-21: NEFZ – Abgastestzyklus, bestehend aus einem vierfach zu durchfahrenden Grundstadtfahrzyklus (Teil I, Strecke jeweils 1,013 km, Durchschnittsgeschwindigkeit 18,7 km/h) und einem außerstädtischen Fahrzyklus (Teil II, Strecke 6,955 km, Durchschnittsgeschwindigkeit 62,6 km/h). Die Strecke beträgt insgesamt 11,007 km, die Durchschnittsgeschwindigkeit 46,4 km/h.

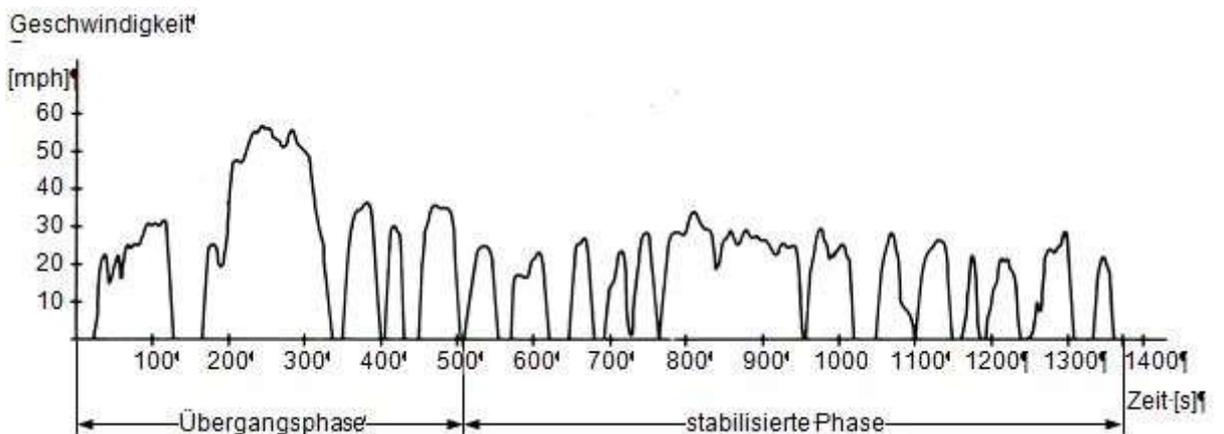


Abb. 3.1-22: Amerikanischer FTP – 75 – Abgastestzyklus, bestehend aus einer Übergangsphase mit Kaltstart (0 – 505 s), aus einer stabilisierten Phase (dem alten FTP – 72 – Zyklus (505 – 1371 s)), einer Stillstandsphase (Motor aus) von 600 s und einer Wiederholung der Übergangsphase mit Heißstart (1971 – 2476 s). Die Strecke beträgt 17,84 km, sie wird mit einer Durchschnittsgeschwindigkeit von 34,2 km/h durchfahren.

Abb. 3.1-23: Vergleich NEFZ (neuer Europäischer Fahrzyklus) und WLTP (Worldwide Harmonized Light Duty Test Procedure).

Ab 2017:

Einführung des neuen WLTP-Zyklus (Worldwide Harmonized Light Duty Test Procedure), der weltweit gültig sein wird, Abb. 3.1/17.

Der neue Zyklus wurde anhand weltweit gesammelter Fahrdaten entwickelt. Folgende wesentliche Unterschiede weist der WLTP-Zyklus im Vergleich zum NEFZ-Zyklus auf:

- Längere Messzyklusdauer (ca. 50 % länger)
- Höhere Höchstgeschwindigkeit (131 km/h statt 120 km/h)
- Höhere Durchschnittsgeschwindigkeit
- Dynamischere Fahrt (mehr Beschleunigungs- und Bremsvorgänge)
- Geringere Stillstandszeiten

Die meisten Fahrzeuge werden im neuen Zyklus mehr verbrauchen als bisher. Die Warmlaufphase wird weniger wichtig, Aerodynamikmaßnahmen werden größere Bedeutung haben.

3.1.3.2 Motorische Maßnahmen

- Entstehungsbedingungen im Brennraum:

CO : Örtlicher Luftmangel

C_mH_n : Örtlicher Luftmangel und/oder örtlich zu niedere Gastemperatur.

NO_x : Örtlicher Luftüberschuss und örtlich zu hohe Gastemperatur (> 1.300 °C).

- Abhängigkeit der Schadstoffe von Luftverhältniszahl λ :

- Ottomotor: Abb. 3.1-24.

Bei Fahrzeugen ohne Katalysator üblich:

$\lambda = 0,95$ Vollast, $P_{e,max}$, aber auch hoher NO_x-Ausstoß

$\lambda = 1,15$ Teillast, $b_{e,min}$

$\lambda = 1,2$ Zündgrenze.

- Dieselmotor: Abb. 3.1-25.

Heute üblich:

$\lambda = 1,2$ bis $1,4$ Vollast

$\lambda = 7$ bis 10 Teillast

Dabei Vorteile vor allem in

- + Teillast (CO, C_mH_n wegen O₂ – Überschuss, NO_x wegen niederer Verbrennungstemperatur.)

Beachte: Ottomotor auch bei Teillast stets mit $\lambda < 1,2$ betrieben (Zündgrenze) !

Vorteile Diesel aber auch bei

- + Vollast ($\lambda \geq 1,2$!)

Hinzu kommen b_e (ca. -20 %), CO₂ (ca. -20 %) gegenüber Ottomotor

- Vergleich der emittierten Schadstoffe von Otto- und Dieselmotor: Abb. 3.1-26.

Nachteile eines Dieselmotors in

- Partikel ausstoß (Ruß, d.h. im wesentlichen Kohlenstoff aus unvollst. Verbrennung).
- Schwefel ausstoß (aus Schwefelanteil im Kraftstoff, bis 2008 begrenzt auf 0,035-Massen-% bei Dieselmotor und 0,015-Massen-% bei Ottomotor; seit 2009 kein Nachteil mehr, da nur noch 0,001-Massen-% zulässig).

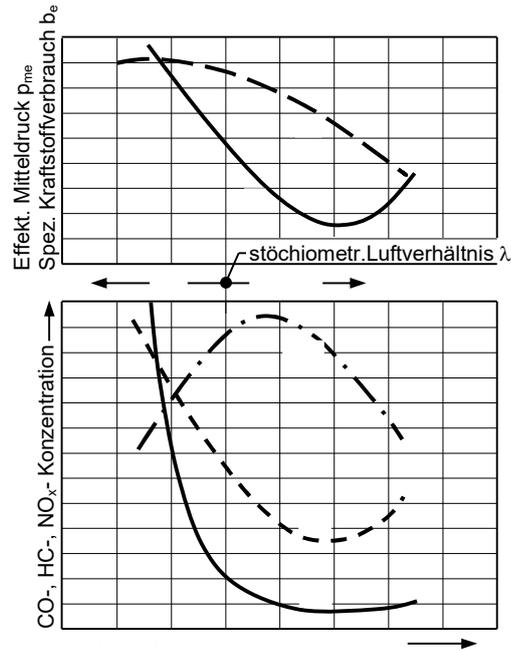


Abb. 3.1-24: Schadstoffkonzentration und motorische Kennwerte beim Ottomotor in Abhängigkeit vom Luftverhältnis λ (Vollast, $n_{Eng} = \text{konst.}$).

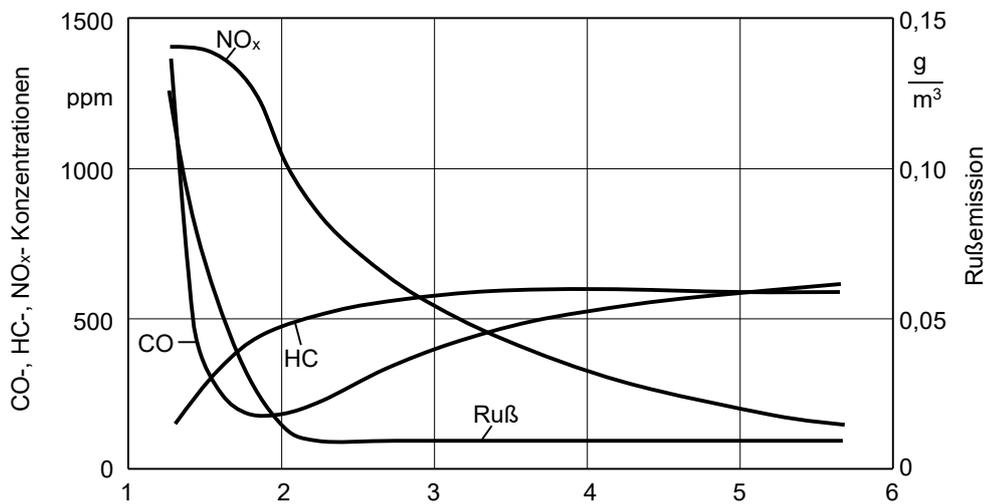


Abb. 3.1-25: Schadstoffkonzentration beim Dieselmotor in Abhängigkeit vom Luftverhältnis λ (Direkteinspritzer, Voll- und Teillast).

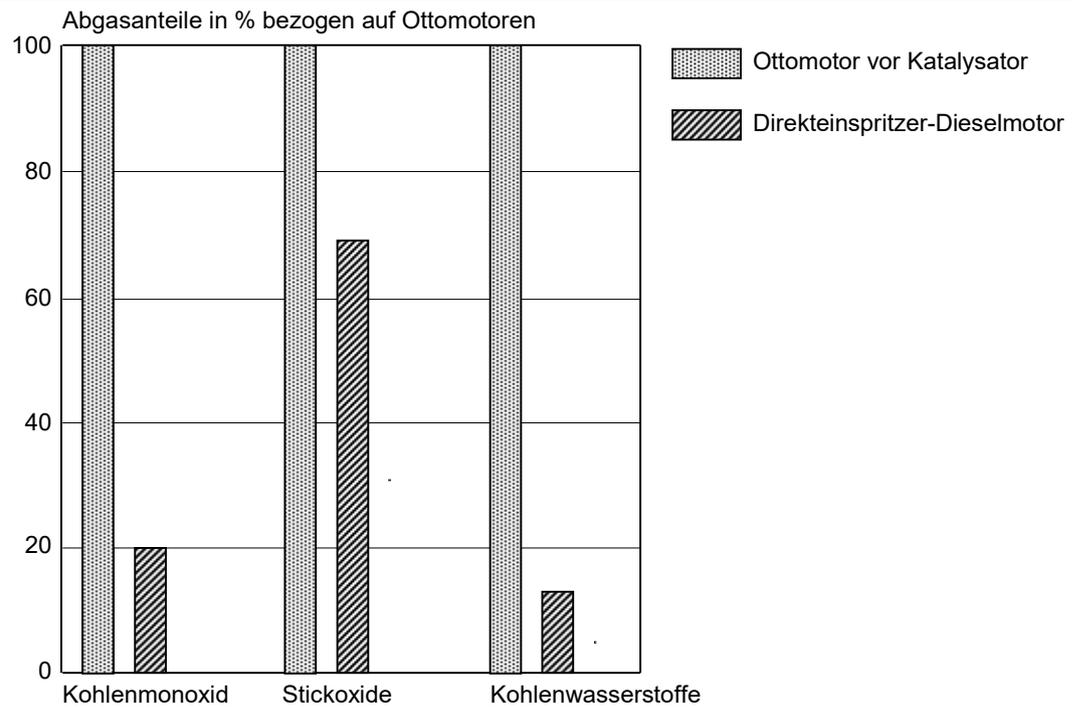


Abb. 3.1-26: Abgas – Schadstoffe bei verschiedenen Verbrennungsverfahren (Durchschnittswerte vergleichbarer Otto- und Dieselmotore ohne Katalysator).

a.) Motorische Maßnahmen beim Ottomotor

Minderung CO, C_mH_n, NO_x auf diesem Wege begrenzt möglich durch Optimierung

- Gemischbildung
- Zündung
- Steuerzeiten

Meist Zielkonflikt: b_e und NO_x !

Beispiele: • ε anheben (Verbrennungstemp. \uparrow): \Rightarrow NO_x \uparrow , b_e \downarrow
 • Zündung in Richtung früh : \Rightarrow NO_x \uparrow , b_e \downarrow

- Deutliche Verminderung der NO_x durch hohen Luftüberschuß λ

Für $\lambda \geq 1,2$ folgt aus Abb. 3.1-24:

- b_e günstig,
- CO gering, NO_x rel. gering, aber
- C_mH_n steigend durch Verbrennungsaussetzer ($\lambda = 1,2$ ist Zündgrenze!).

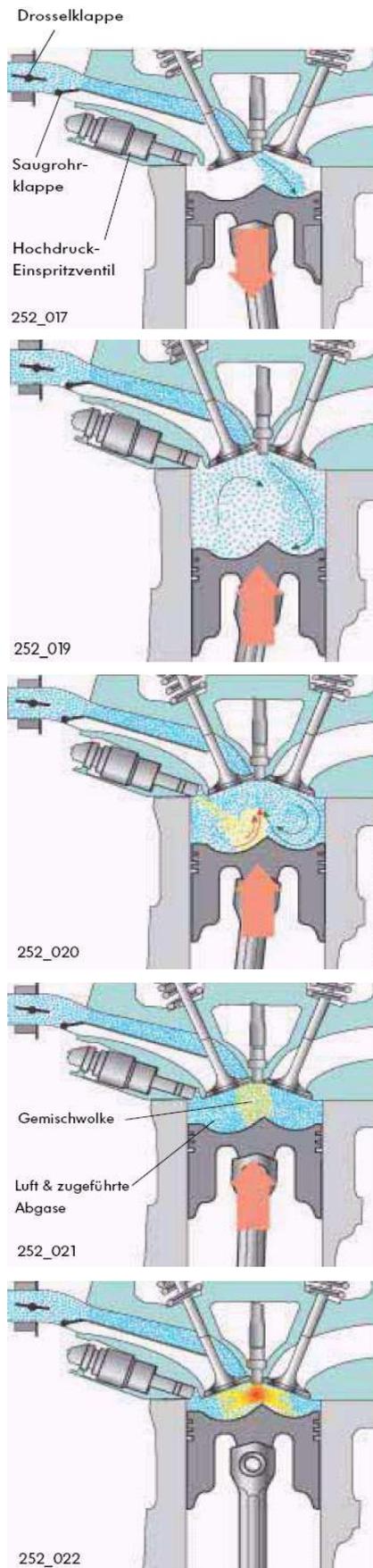
Anstieg C_mH_n bei $\lambda \geq 1,2$ vermeidbar durch

Schichtlademotor:

Einspritzung in Brennraum, also kein homogenes Gemisch (wie Dieselmotor mit Fremdzündung !). An Zündkerze ($\lambda \approx 0,9$ bis 1,0) gut entzündbar, im übrigen Brennraum durch Druck- und Temperatursteigerung Verbrennung bei $\lambda \approx 3$ ohne Aussetzer (C_mH_n steigt nicht wie in Abb. 3.1-24!).

Ausführungen:

- Unterteilter Brennraum:
(vergleichbar mit Nebenkammer–Diesel).
Nebenkammer: $\lambda \approx 1$, Hauptkammer: $\lambda \approx 3$
In Serie nicht umgesetzt, da ähnliche Nachteile wie Nebenkammer–Diesel.
- Nicht unterteilter Brennraum: Abb. 3.1-27
Einspritzung in Brennraum (vergleichbar mit Direkteinspritzer–Diesel). Gemischbildung so gesteuert, dass $\lambda \approx 1,0$ an Zündkerze, ansonsten $\lambda \approx 3$.
- Insbesondere Schichtladeverfahren mit nicht unterteiltem Brennraum:
b_e günstig!



Funktionsprinzip im Schichtladungsbetrieb

Luft wird bei geöffneter Drosselklappe und geschlossener Saugrohrklappe angesaugt.

→ gezielte walzenförmige Strömung

Verstärkung der walzenförmigen Strömung im Verdichtungsstakt durch spezielle Wölbung des Kolbens.

Einspritzung im letzten Drittel des Verdichtungsstaktes Kraftstoff wird auf die Kraftstoffmulde gespritzt und mittels walzenförmiger Strömung zur Zündkerze transportiert.

→ Entstehung einer zündfähigen Gemischwolke im Bereich der Zündkerze

→ In der Umgebung: Luft

Nach genauer Positionierung des Gemisches im Bereich der Zündkerze erfolgt Zündung.

Abb. 3.1-27: Schichtlademotor mit Direkteinspritzung, FSI-Motor (Fuel Stratified Injection).

b.) Motorische Maßnahmen beim Dieselmotor

Schadstoffe (außer Ruß) vor Katalysator grundsätzlich geringer (Abb. 3.1-26) durch großen Luftüberschuss λ (stets $\lambda \geq 1,2$, auch bei Vollast, Verbrennungstemp. niedriger).

Weitere Verbesserung möglich durch

- Verbrennungsverfahren

- Vor- oder Wirbelkammer statt Direkteinspritzer, aber Wirkungsgrad dann schlechter.
- Einspritzbeginn spät
- Einspritzdruck hoch (früher < 1.000 bar, heute bis 2.200 bar, damit Tröpfchen kleiner, Verbrennung vollständiger).

- Deutliche Verminderung des NO_x-Ausstoßes durch Abgasrückführung (AGR):

Genau dosierte Abgasmenge zurückgeführt, Abb. 3.1-28.

- Sauerstoffkonzentration sinkt
- Verbrennungstemperatur sinkt aufgrund höherer Wärmekapazität von CO₂ gegenüber Luft

Besonders wirksam bei Rückführung gekühlter Abgase

Zumischung bis 30 %

Kennfeld Abb. 3.1-29

Eine Abgasrückführung ist auch beim Schichtlademotor möglich.

Problem bei Dieselmotor

- Partikel ausstoß

Ruß (Kohlenstoff) mit Ablagerungen, Gegenmaßnahmen:

- Kolbenwandverteilung (Mulde in Kolben) der Einspritzung (Nachteil Wirkungsgrad)
- Gute Durchwirbelung im Brennraum
- Hohe λ (Abb. 3.1-25) und
- hohe Einspritzdrücke (dadurch kleinere Kraftstofftröpfchen)

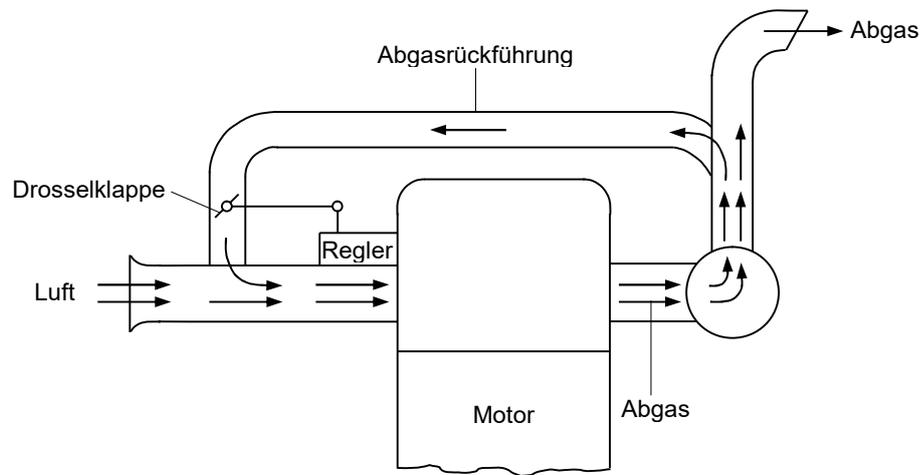


Abb. 3.1-28: Abgasrückführung beim Dieselmotor.

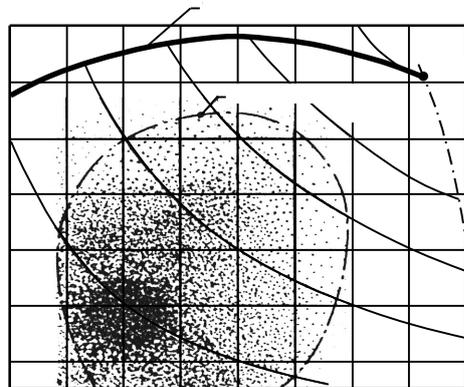


Abb. 3.1-29: Arbeitsbereich der Abgasrückführung zum Verringern der Stickoxide am Pkw-Dieselmotor.

c.) Schlussbemerkung zu motorischen Maßnahmen

Zur Erfüllung der derzeitigen und geplanten gesetzlichen Grenzwerte bei

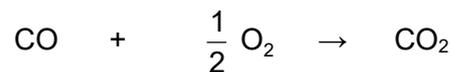
- Ottomotor
Schichtlademotor, Magermotor, Abgasrückführung nicht ausreichend. Abgasnachbehandlung mit 3-Wege-Katalysator erforderlich !
- Dieselmotor
derzeitig motorische Maßnahmen teilweise noch ausreichend. Zukünftig Stickoxidnachbehandlung, Nachbehandlung mit Oxidationskatalysator und Partikelfilter erforderlich !

3.2.1 Abgasnachbehandlung

Ziel: $\text{CO}, \text{C}_m\text{H}_n, \text{NO}_x \Rightarrow \underline{\underline{\text{CO}_2}}, \text{H}_2\text{O}, \text{N}_2$

Vollständige Umwandlung in zwei Schritten:

- Oxidation



- Reduktion

Nachbehandlung mit Katalysator

Katalysator ist Wirkstoff, der Reaktionsgeschwindigkeit bei chem. Vorgängen erhöht, ohne dabei verbraucht zu werden.

Hochwarmfestes Edelstahlgehäuse mit

- Trägerkörper (metallisch, aus gewelltem Stahlblech gewickelt, oder keramisch, stranggepresst). Wesentlich ist große innere Oberfläche.
- Zwischenschicht auf Oberfläche von Trägerkörper (Wash coat), zur weiteren Vergrößerung der inneren Oberfläche.
(1 cm³ Kat.-Volumen entspr. Oberfläche 10 m², übliche Pkw-Größe etwa 1 ltr. Kat.-Volumen entspr. Oberfläche mehrerer Fußballfelder.)
- Katalysatormaterial (Kontaktmaterial) auf Zwischenschicht (Edelmetalle Platin und Rhodium), vgl. Abb. 3.1-30:.

- Ottomotor mit Katalysator

+ Dreiwegekatalysator, heute standardmäßig eingesetzt, Abb. 3.1-31.

Ein einziger Katalysatorblock (Keramikmonolith), darin gleichzeitig (schon ab $T > 300 \text{ °C}$):

Oxidation $\text{CO, C}_m\text{H}_n$

Reduktion NO_x

Einfluss der Luftverhältniszahl λ , mit der Motor betrieben wird: Abb. 3.1-32.

$\lambda = 1$: Exakt stöchiometrisches Gemisch, Umwandlung in CO_2 , H_2O und N_2 theoretisch vollständig (praktisch $\sim 90 \%$).

$\lambda < 1$: Luftmangel, Oxidation unvollständig, Anstieg CO und C_mH_n .

$\lambda > 1$: Luftüberschuss, CO und C_mH_n oxidieren vorrangig mit Luftsauerstoff, also NO_x trotz Katalysator nur teilweise reduziert, Anstieg NO_x .

Daher optimale Funktion bei Regelung des Motors auf $\lambda = 1$ (Einspritzpumpe erforderlich !).

Prinzip der λ – Regelung: Abb. 3.1-33.

Prinzip der λ – Sonde: Abb. 3.1-34.

Festelektrolyt erst ab etwa 300 °C für Sauerstoffionen leitend, Gemischbildung bei Anfahren daher nach fest eingestellten Daten gesteuert.

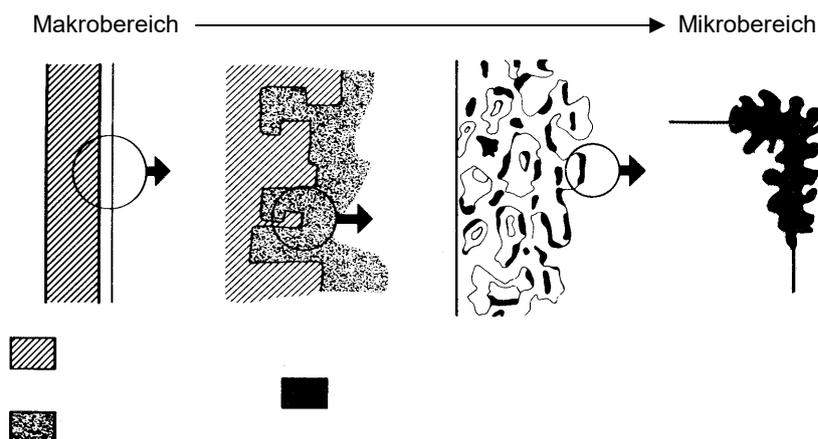


Abb. 3.1-30: Aufbau eines Katalysators mit Edelmetallkontakt.

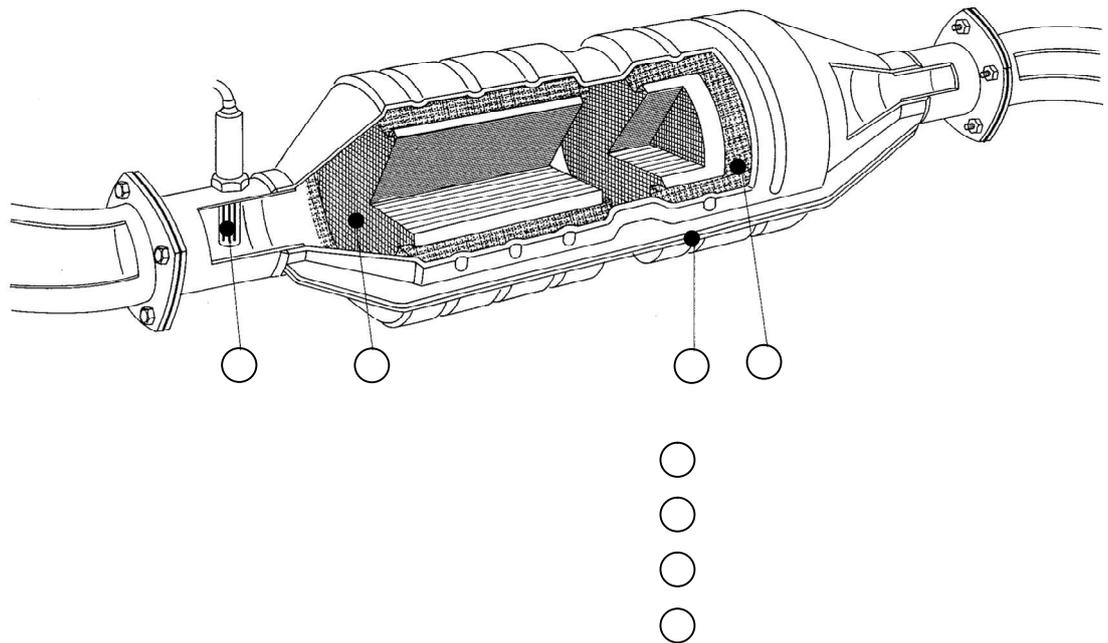


Abb. 3.1-31: Schnitt durch einen Dreiwegekatalysator.

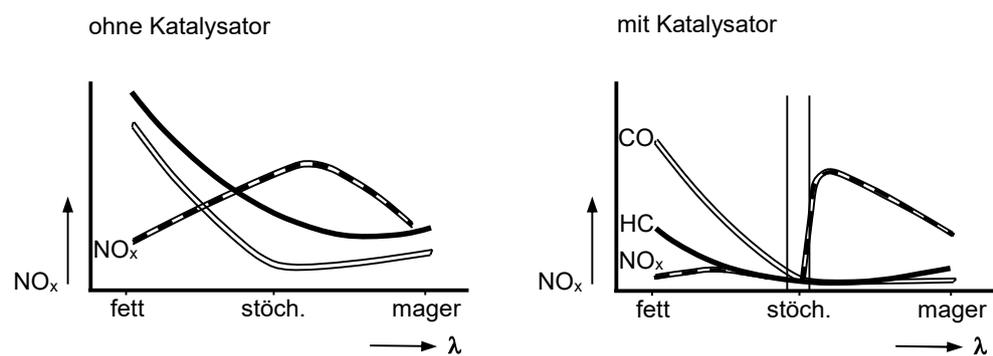


Abb. 3.1-32: Abgaszusammensetzung ohne und mit Katalysator abhängig vom Luftverhältnis λ , mit dem der Motor betrieben wird.

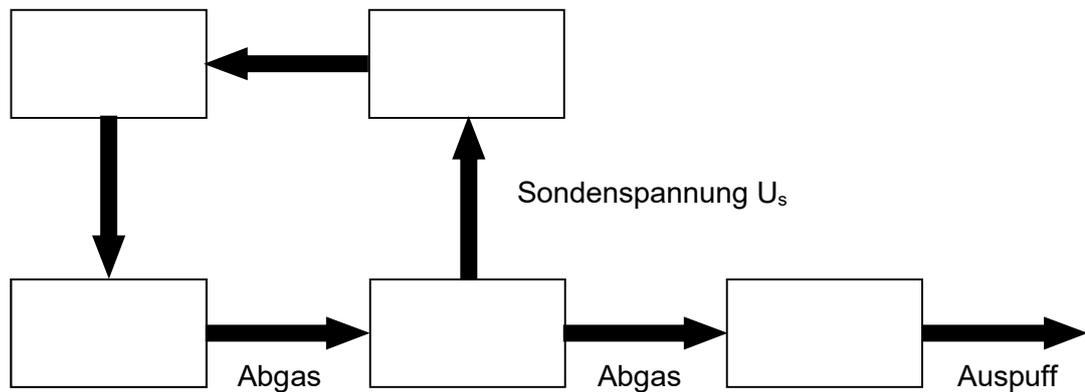


Abb. 3.1-33: Prinzip einer Lambda – Regelung.

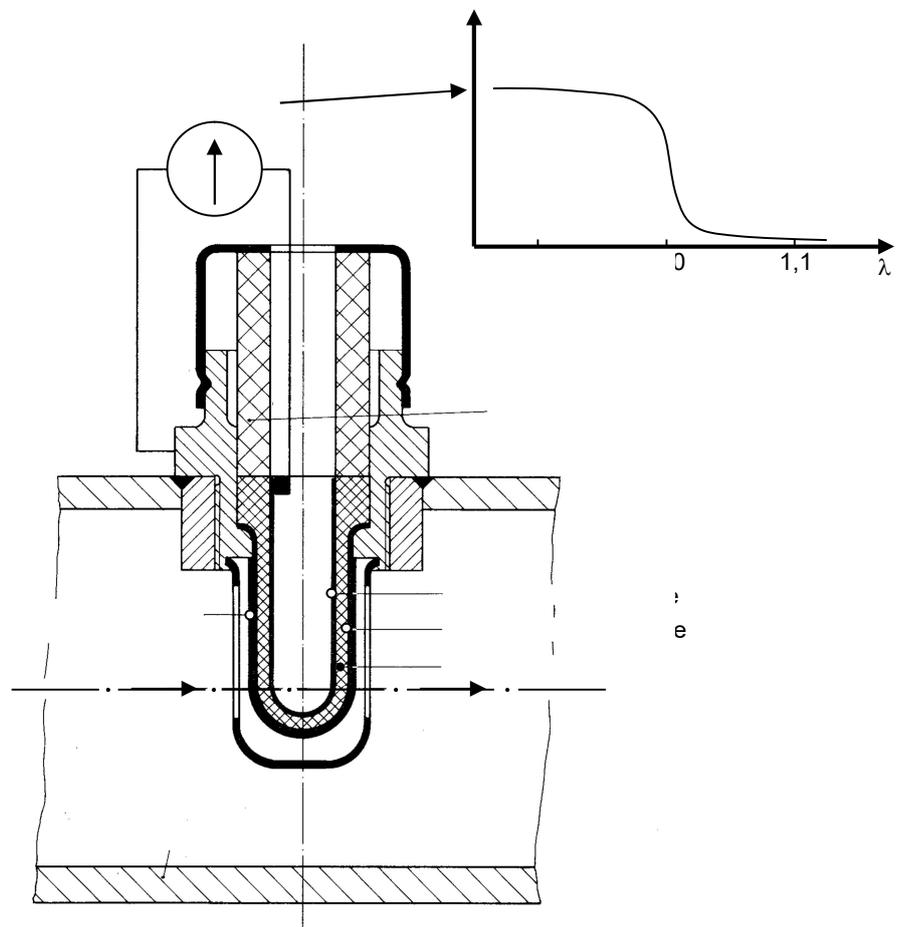


Abb. 3.1-34: Die Lambda – Sonde besteht aus einem Festelektrolyt (Zirkoniumdioxid und Yttriumoxid) mit zwei porösen Platinelektroden, eingebaut in Stahlblechgehäuse mit Schlitzen. An äußerer Elektrode strömt Abgas vorbei (wenig Sauerstoff), innere Elektrode mit Umgebungsluft in Berührung (viel Sauerstoff). Unterschiedliche Sauerstoffkonzentration bewirkt Spannung an Elektroden. Spannungssprung bei Übergang zu Abgas ohne Sauerstoff zeigt Motorbetrieb bei $\lambda = 1$ an.

+ Anmerkungen zu Katalysatoren beim Ottomotor

- Optimale Temperaturen 300 °C bis 900 °C.
 $T < 300 \text{ °C}$: Wirkung nimmt stark ab.
 $T > 900 \text{ °C}$: Innere Oberfläche wird kleiner durch Zusammensintern mit Kristallwachstum.
 Daher Einbau in Abgassystem so, dass nach Anfahren stets zwischen 300 °C und 900 °C.
- Mit λ – Regelung Schadstoffminderung $\sim 90 \%$, durch Alterung in 10 Jahren auf $\sim 40 - 50 \%$!
- Alterung schneller, wenn Zusätze aus Benzin, Schmieröl (oder Ruß bei Diesel !) innere Oberfläche überziehen oder mit ihr Verbindungen eingehen.
 Besonders gefährlich: Blei (Katalysator und λ – Sonde nach einer Tankfüllung wirkungslos !)
- $\lambda = 1$ bedeutet Anstieg in b_e um ca. 5 % (nach Abb. 3.1-24 optimal bei $\lambda = 1,15$ bis 1,2).

- Dieselmotor mit Katalysator

+ Konventioneller Katalysator nur als Oxidationskatalysator einsetzbar, da stets $\lambda > 1,2$ bis $\lambda = 10$.

- CO und C_mH_n oxidieren (vorrangig mit Luftsauerstoff).
- NO_x wird nicht reduziert, d.h. es kann trotz Kat. nicht als Oxidationsmittel benutzt werden, da Bindung zu stark. Allerdings Niveau der NO_x auch rel. nieder im Vergleich zu Ottomotor (Abb. 3.1-26).

Erreichbare Schadstoffminderung: Abb. 3.1-35:.

+ SCR-Katalysatoren (Selective Catalytic Reduction)

Vor SCR-Katalysator wird „AdBlue“ (=Harnstoff-Wasser-Lösung, $\frac{1}{3}:\frac{2}{3}$) eingesprützt. Im Katalysator entsteht im ersten Schritt Ammoniak, im zweiten Schritt reagieren Ammoniak und NO_x zu H_2O und N_2 . Somit auch bei $\lambda > 1$ Reduktion von NO_x möglich.

+ Anmerkungen zu Katalysatoren beim Dieselmotor:

- Alterung wie bei Ottomotor, jedoch hier zusätzlich Rußproblem !
- Praktisch rußfreier Betrieb erreichbar durch Rußfilter (z.B. Keramikfilter) oder hohen Luftüberschuss λ (Abb. 3.1-35:). Dabei Literleistung trotzdem hoch, wenn Abgasturbolader eingesetzt (nicht zur Leistungssteigerung, sondern ausschließlich zur Erhöhung des Luftüberschusses).

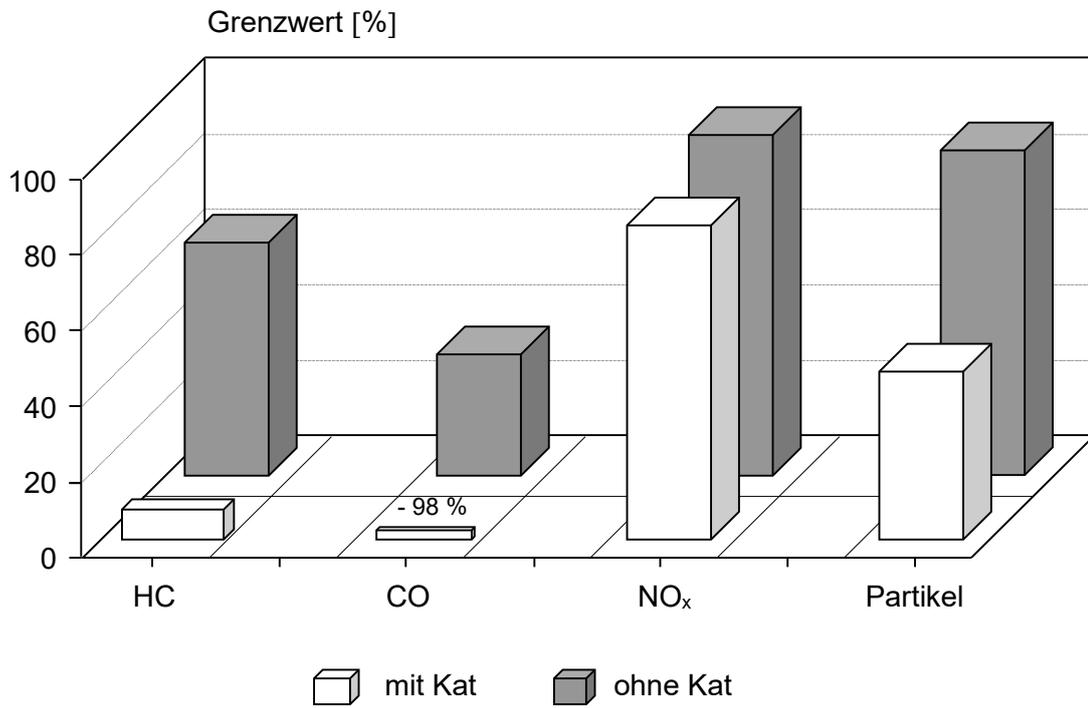


Abb. 3.1-35: Emissionsminderung durch Einsatz eines Oxidationskatalysators bei einem Dieselmotor.

- Vergleich Dieselmotor mit Oxidationskatalysator und Ottomotor mit Dreiwegekatalysator.

Für Dieselmotor gilt:

- CO etwas geringer
 - C_mH_n etwas geringer
 - NO_x merklich schlechter
- } Insgesamt ähnlich wie Ottomotor.
- Ruß wesentlich schlechter
- } Deutlich schlechter als Ottomotor.
- CO₂ ca. – 20 % (wegen b_e)
 - b_e ca. – 20 %
- } Deutlich besser als Ottomotor.

Schlussbemerkung zu Motor mit Nachbehandlung

Bei optimaler Abgasnachbehandlung (z.B. geregelter Dreiwegekatalysator) weitgehende Vermeidung der giftigen Bestandteile:

CO, C_mH_n, NO_x

Dafür umso mehr : CO₂ ⇒ Treibhauseffekt !

Beachte aber auch : Nur geringer Anteil des CO₂ (weltweit)
 von Verbrennungsmotor (weltweit)
 Also „Auto“ nicht Umweltfeind Nr. 1.

Trotzdem : Alternativen ?

3.2 Alternative Antriebe

Problem: Nicht Auto, nicht Motor, sondern Verbrennung fossiler Kraftstoffe!

Ziel: Verbrauch fossiler Kraftstoffe reduzieren wegen

- begrenzter Vorräte
 - Mineralöl: ~ 40 Jahre
 - Erdgas : ~ 60 Jahre
 - Kohle : ~ 200 Jahre
- } bei konst. Weiterverbrauch
- CO₂

Daraus folgt: Es werden mittelfristig andere Energiequellen benötigt.

- Alternative Verbrennungskraftstoffe?
- Nuklearstrom?
- Sonnenenergie?
- Windenergie?

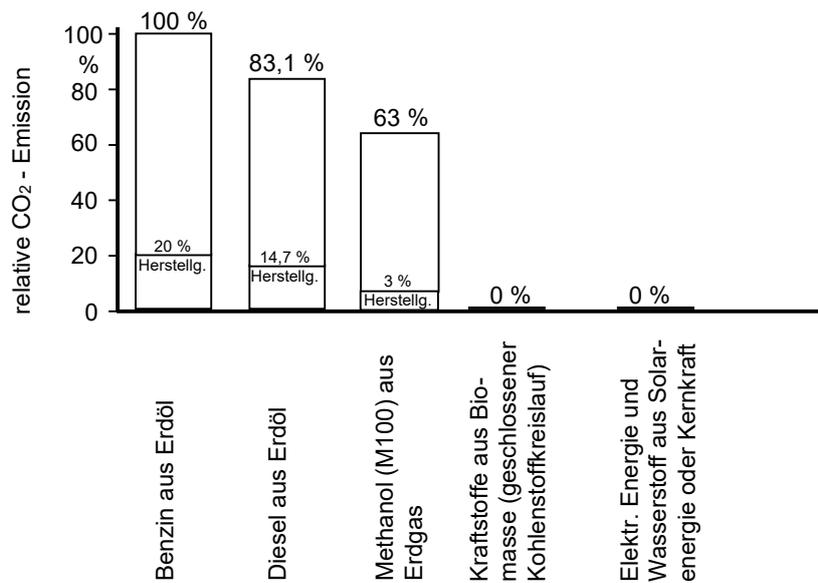


Abb. 3.2-1: CO₂ – Emission verschiedener Kraftstoffe im US – FTP – Fahrzyklus im Vergleich zu Benzin. Hierbei wird die ganze Umwandlungskette von der Primärenergie bis zur mechanischen Antriebsleistung berücksichtigt. Die ersten beiden Säulen gelten für heutige Motoren, die dritte für einen zukünftigen Methanolmotor mit Direkteinspritzung.

	Volumen (Liter)	η	Masse (kg)	
Benzin	67	24	47	
Diesel	55	33	38	<i>konventionell</i>
Biodiesel (Rapsöl)	57	33	40	
Ethanol E85	95	25	70	
Propan flüssig	86	22	80	
Erdgas CNG (200 bar)	245	22	225	<i>alternativ</i>
Wasserstoff Kryogentank	275	25	136	
Wasserstoff Drucktank (700 bar)	676	25	361	
Wasserstoff Metallhydridtank	290	25	1153	<i>H₂ - Verbrennungsmotor</i>
Wasserstoff-FC Drucktank (700 bar)	356	56	190	
Bleibatterie	2040	70	5300	
NiMH Batterie	840	70	2180	
Li-Ion Batterie	600	70	1080	<i>elektrisch</i>

Abb. 3.2-2: Raumbedarf des Tanks (d.h. einschließlich Zusatzaggregaten wie Benzinpumpe etc.) bei verschiedenen Energiearten für die Fahrstrecke, die mit 55 l Benzin zurückgelegt werden kann. Berücksichtigt sind die fahrzeugseitig benötigten Zusatzeinrichtungen und der Wirkungsgrad η der Energieumsetzung in der Antriebsmaschine.

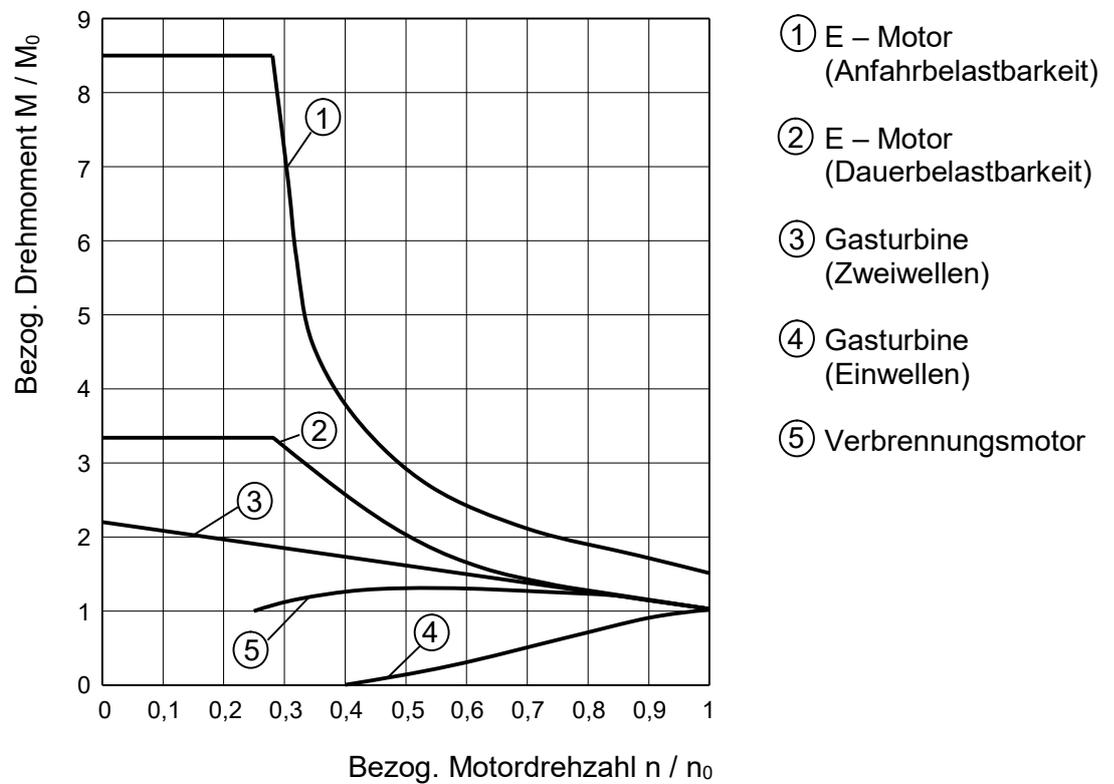


Abb. 3.2-3: Lieferkennfeld verschiedener Antriebsarten. M_0 und n_{En0} sind Drehmomente und Drehzahlen bei maximaler Leistung der Antriebsmaschinen.

CO₂ – Emissionen verschiedener Kraftstoffe: Abb. 3.2-1.

Optimal:

- Kraftstoffe aus Biomasse (Alkoholbetrieb mit Ethanol).
- Elektr. Energie und Wasserstoff aus Kernenergie, Solarenergie oder Brennstoffzelle.

Raumbedarf für Energiespeicher im Fahrzeug und Wirkungsgrad: Abb. 3.2-2.

Drehmoment über Drehzahl verschiedener Antriebsarten: Abb. 3.2-3.

3.2.1 Hubkolbenmotor

a.) Alkoholbetrieb

- Aufbau des Motors:

Ähnlich Ottomotor mit hoher Verdichtung oder Dieselmotor mit Fremdzündung.
Änderungen an Luftmengenmesser, Einspritzventilen, Zündkerze, Verdichtung.

- Derzeit wichtigste Alkoholkraftstoffe:

- Methanol CH₄O

Herstellung aus Erdgas, Direkteinspritzmotor ⇒ 37 % weniger CO₂, vgl.

Abb. 3.2-1. (Herstellung aus Kohle ⇒ 100 % mehr CO₂, incl. Herstellung, wie in Abb. 3.2-1.)

Verfügbarkeit ? Begrenzt, wie Erdgas.

- Ethanol C₂H₆O

Herstellung aus Biomasse (z.B. Brasilien, Zuckerrohr), CO₂ – Kreislauf (Verbrennung – Pflanzenwachstum) praktisch geschlossen.

Verfügbarkeit ? Mengenmäßig begrenzt, da riesige Anbauflächen benötigt (1 ltr. Ethanol ⇒ 3 bis 14 kg Biomasse), vorhandene Flächen höchstens für teilweisen Ersatz von Mineralöl ausreichend, ferner Anbau nur in „heißen“ Ländern sinnvoll (in Mitteleuropa geringe Sonneneinstrahlung ⇒ Herstellung benötigt mehr Energie als Ethanol beinhaltet).

- Ergebnis für Alkoholbetrieb:

- Vorteile

+ Saubere Verbrennung (CO₂, C_mH_n, NO_x sehr gering).

+ η besser (Abb. 3.2-2) da hohe Verdichtung !

- Nachteile

- Geringerer Heizwert, Raumbedarf Tank (gegenüber Benzin, Diesel, Abb. 3.2-2)

- Aggressivität gegen Metalle, Gummi, Kunststoffe

- Schlechte Kaltstarteigenschaften

- Verfügbarkeit zeitlich (Erdgas) bzw. mengenmäßig (Anbauflächen) begrenzt.

- Anmerkung:
Mischbetrieb Benzin – Alkohol möglich, Sensor ermittelt Mischungsverhältnis im Tank, Änderung der Einspritz- und Zündkennfelder.

b.) Rapsölbetrieb

- Aufbau des Motors: Dieselmotor.
- Kraftstoff:
Herstellung aus Rapsöl (11 kg Öl je 100 m²), daraus Kraftstoff als Rapsölmethylester.
Heizwert, Cetanzahl, Viskosität, Dichte ähnlich Dieselmotor, jedoch 8× teurer.
- Ergebnis für Rapsölbetrieb:
 - Vorteile
 - + Emission ähnlich Dieselmotor, jedoch CO₂ – Kreislauf mit Pflanzenwachstum geschlossen, kein SO₂, weniger Partikel.
 - + Raumbedarf und η ähnlich wie bei Diesel (Abb. 3.2-2).
 - Nachteile
 - Benötigte Anbauflächen nicht verfügbar.

c.) Wasserstoffbetrieb

- Aufbau des Motors:
Modifizierter Ottomotor, gasförmig vor Einlassventile eingeblasen.
- Kraftstoff:
Herstellung aus Wasser (durch Elektrolyse), Verbrennung zu H₂O, dabei geringe Mengen NO_x. Abhilfe Einspritzung von Wasser, senkt Verbrennungstemp. und damit NO_x. Bei Herstellung mit Sonnenenergie: Kein CO₂ im gesamten Prozess !
- Ergebnis für Wasserstoffbetrieb:
 - Vorteile
 - + Denkbar als Prozess ohne CO₂.
 - + Keine toxischen Emissionen.
 - Nachteile
 - Speicherung
 - Gas (Hochdruckflaschen 350 bis 700 bar, gefährlich, ferner 8× schwerer als entsprechender Benzintank)
 - Flüssig (Höhere Energiedichte, aber Isolation Tank für H₂ bei –253 °C! Handhabung! 40 % mehr Herstellungsenergie als für Gas! Tank vgl. Abb. 3.2-4:links)

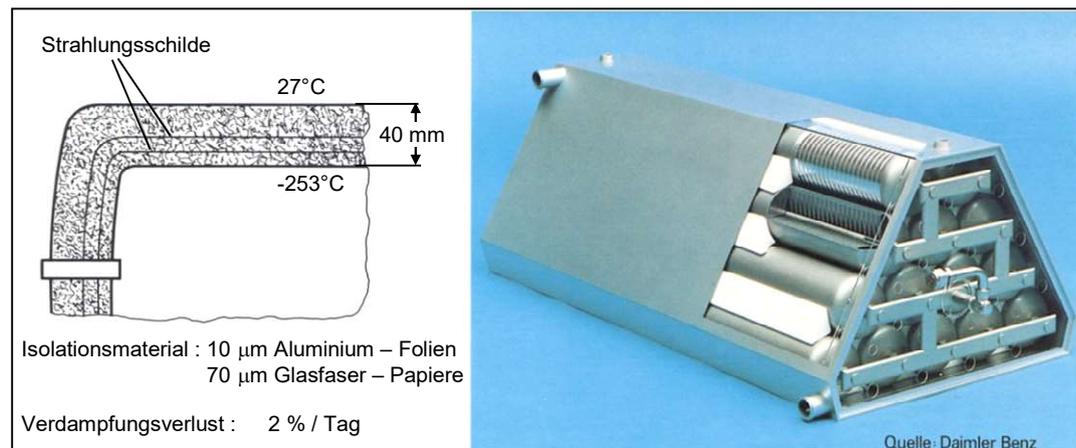


Abb. 3.2-4: Möglichkeiten der Wasserstoffspeicherung im Auto.

Links: Aufbau eines Kryogentanks mit einer Superisolierung, in dem Wasserstoff bei -253°C flüssig gespeichert werden kann. Da trotz sehr guter Isolierung ein Wärmefluss nicht vollständig unterbunden werden kann, erfolgt im Innern des Tanks ein Druckanstieg \Rightarrow Überdruckventil \Rightarrow Verdampfungsverlust.

Rechts: Aufbau eines Metallhydridtanks, in dem Wasserstoffgas bei Drücken bis zu 50 bar gespeichert werden kann. Jeder zylindrische Behälter enthält pulverförmiges Metallhydrid. Wasserstoff wird durch das mittig poröse Gasführungsrohr zu- und abgeführt. Scheibenförmige Lamellen verbessern den Wärmeübergang zwischen Speichermasse und Heiz- bzw. Kühlmedium. Vorn Rohranschlüsse für Heizung bzw. Kühlung.

Gebunden in Metallhydriden (z.B. Titan – Eisen)

Gas tanken \Rightarrow Tankkühlung, Hydridbildung.

Gas abgeben \Rightarrow Tank heizen.

Einrichtung hierzu: Große Tankmasse, vgl. Abb. 3.2-2.

Ausführung: Vgl. Abb. 3.2-4., rechts.

Gebunden in Form von Methanol (CH_4O), bei Umgebungstemperatur flüssig, Reformer an Bord liefert H_2 , dann allerdings CO_2 -Emission.

Gebunden in N-Ethylcarbazol (flüssig, drucklos gespeichert).

Absorbiert in Kohlenstoffnanoröhrchen.

- Emission Wasserdampf \Rightarrow Treibhausproblem, Aufheizung der Atmosphäre?

d.) Flüssigerdgas LNG (liquified natural gas)

LNG-Betrieb wird bereits vereinzelt bei schweren Nutzfahrzeugen durchgeführt

- LNG ist verflüssigtes Erdgas, tiefkalt (kryogen, ca. -160 °C)
- Aufbau des Motors: Dieselmotor, Otto-Motor
- Kraftstoff:
 - Gemisch aus überwiegend Methan (ca. 98 %)
 - Verwendung von Biogas oder EE-Methan (EE = erneuerbare Energie) in Form von LNG möglich (Bio-LNG)
 - Dual-Fuel-Antriebe: Kombination von Methan und Diesel
- LNG hat eine hohe volumetrische Energiedichte (LNG: 6,25 kWh/l, Benzin: 9,7 kWh/l)
- wesentlich besser als bei CNG (Compressed Natural Gas = Komprimiertes Erdgas: 2,63 kWh/l bei ca. 200 – 250 bar)
- Ergebnisse für den LNG-Betrieb:
 - Vorteile:
 - + Eine saubere Verbrennung
(Stickoxid-Emissionen um etwa 35% gesenkt, Feinstaub, Ruß und Schwefeldioxid werden praktisch nicht mehr erzeugt)
 - + Senkung der verbrennungsbedingten Kohlendioxid-Emissionen
 - + Senkung der Treibstoffkosten
 - + Drastische Reduzierung der Treibhausgasemissionen (THG-Emissionen) in der Gesamtwirkungskette bis 2030 (vgl. Abbildung), wenn LNG durch EE-Methan (Methanherstellung durch Elektrolyse aus Ökostrom) ersetzt wird
 - Nachteile:
 - Größerer Tank gegenüber Diesel oder Benzin
 - Betankung umständlich
 - Der Kraftstoff LNG erwärmt sich mit der Zeit im Tank, wodurch sich im Tank der Druck erhöht
→ nur Standzeiten bis zu wenigen Tagen ohne Überdruckablassen möglich
 - Derzeit schlechte Infrastruktur der Tankstellen
 - Sicherheitsaspekte
 - Anschaffungskosten

LNG-Fahrzeuge : Iveco Stralis LNG, Mercedes-Benz Eonic LNG

THG-Emissionen eines Sattelzugs im Jahr 2030

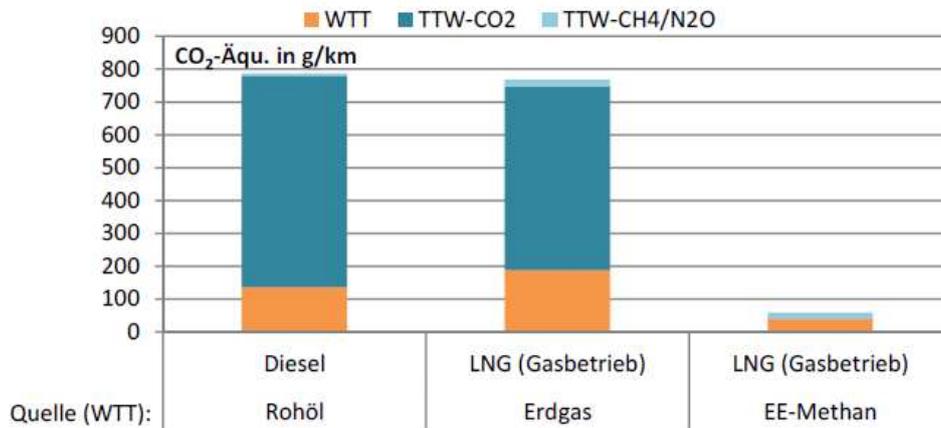


Abb. 3.2-5: Spezifische THG-Emissionen bei schweren Nutzfahrzeugen prognostiziert für 2030. Da Treibhausgase globale Auswirkungen haben, werden die Emissionen in der gesamten Wirkungskette, also von der Quelle bis zum Tank (WTT = Well to Tank) und vom Tank zum Rad bzw. Propeller (TTW/TTP = Tank to Wheel/Propeller) betrachtet.

3.2.2 Gasturbine

- Aufbau der Turbine:

Abb. 3.2-6. Arbeitet im Prinzip mit 4 Takten, die jedoch kontinuierlich und an verschiedenen Stellen ablaufen (in Verdichter, Brennkammer, Turbine).

Im Abgas enthaltene Wärmemenge über rotierende Wärmetauscher (Regeneratoren, Werkstoffe keramisch) an verdichtete Luft !

Zündung nur zum Anlassen.

Zwei – Wellen – Maschine (Abb. 3.2-6). Verdichter und Nutzturbine getrennt, besseres Betriebsverhalten (Drehmoment, Abb. 3.2-3).

- Kraftstoffe:

Alle in 3.2.1 genannten (zusätzlich Kohle, pulverisiert).

- Ergebnis Gasturbine:

- Vorteile

- + Über 150 kW leichter, kleiner als Dieselmotor, jedoch 3× teurer !

- + Emissionen je nach Kraftstoff.

- Nachteile

- Verbrauch zu hoch. Günstiger, wenn höhere Brennkammertemperatur. Derzeit mit metall. Legierungen 1.050 °C, Keramik denkbar 1.350 °C, Ziel ca. 1.600 °C.

- Hohe Drehzahlen ($n > 40.000$ 1/min).

- Ansprechverhalten, keine schnellen Drehzahländerungen.

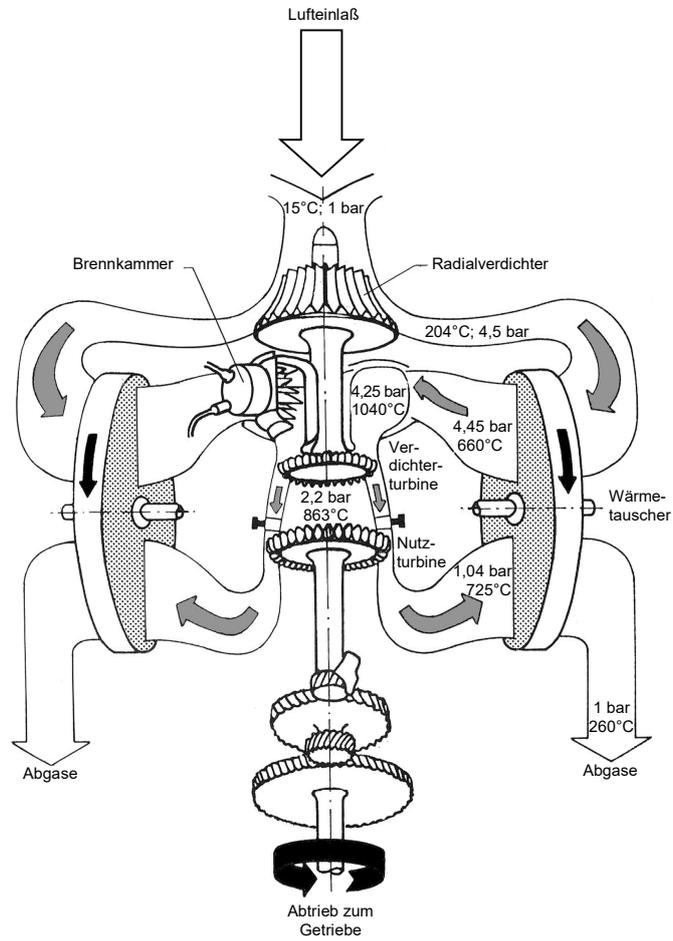


Abb. 3.2-6: Schematischer Aufbau einer Fahrzeug – Gasturbine.

3.2.3 Elektroantrieb

3.2.3.1 Motortypen

Im Wesentlichen gibt es zwei Typen von Elektromotoren:

- Gleichstrommotor und
- Drehstrommotor.

3.2.3.1.1 Gleichstrommotor

Ein drehbar gelagerter Teil (Rotor, auch Anker genannt) rotiert im feststehenden Teil (Stator), siehe Abb. 3.2-7.

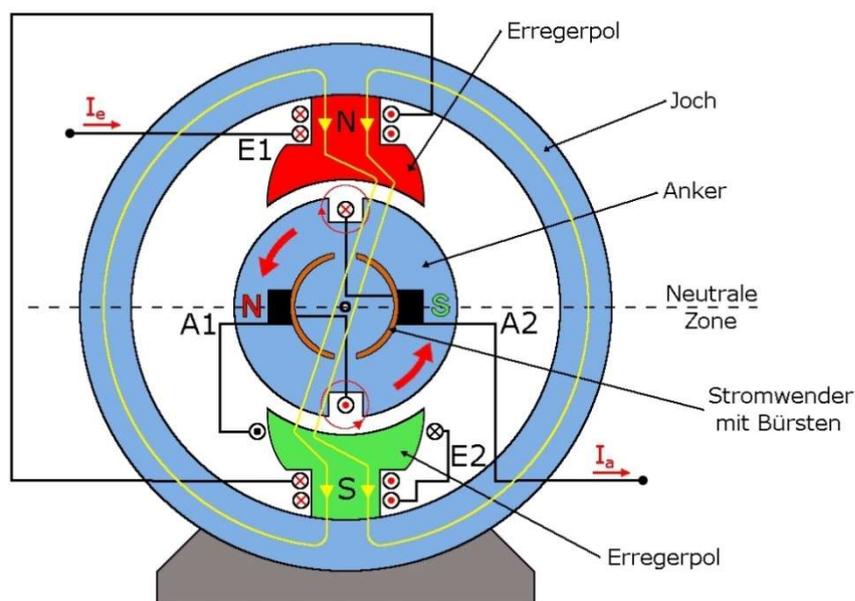


Abb. 3.2-7: Gleichstrommotor

Der stromdurchflossene Anker stellt einen magnetischen Dipol dar, richtet sich also nach dem Erregerfeld (Feld im Stator) aus, es entsteht ein Drehmoment am Rotor.

Im oben dargestellten Fall erfolgt eine Stromwendung nach einer viertel Umdrehung in der neutralen Zone und der Vorgang wiederholt sich von vorne. Im Betrieb findet die Stromwendung somit jede halbe Umdrehung statt. Die Stromwendung erfolgt über den Kommutator am Anker und die am Stator angebrachten Bürsten, die den Kontakt zum Anker herstellen.

Üblicherweise sind um den Rotor mehrere Spulen angebracht, die alle am Kommutator zusammenlaufen, wo die Stromwendung erfolgt, siehe Abb. 3.2-8.

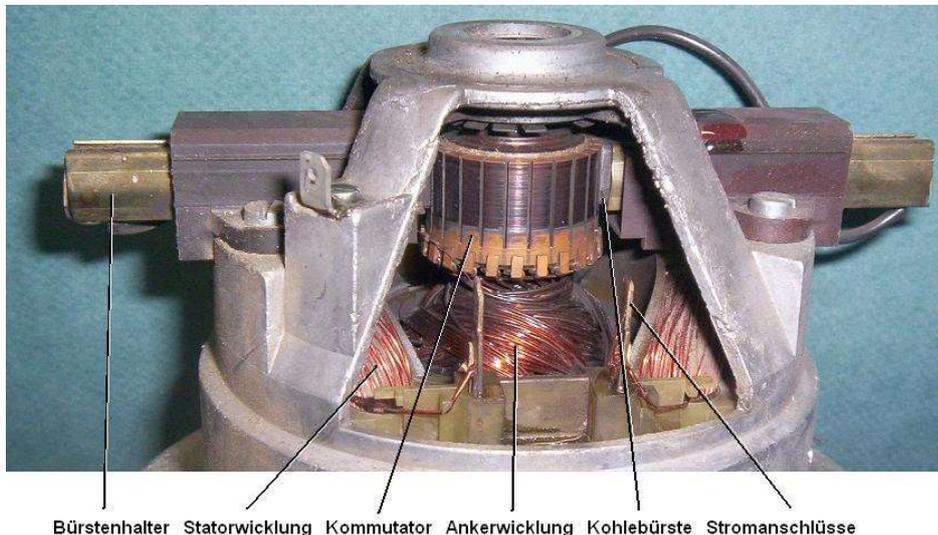


Abb. 3.2-8: Kommutator und Kohlebürsten

Unterscheidung in zwei Klassen, nach Art der Erzeugung des Erregfeldes:

- Elektrisch erregte Motoren:

Hier wird die Erregung durch stromdurchflossene Wicklungen erzeugt. Bei Reihenschlussmotoren (auch Hauptschlussmotoren genannt) und bei Nebenschlussmotoren liegen diese im gleichen Stromkreis wie die Ankerwicklung. Dagegen erfolgt bei einem fremderregten Motor die Erregung durch einen separaten Stromkreis.

- Permanenterregte Motoren:

Permanentmagneterregte Motoren verhalten sich analog zu fremderregten Motoren, jedoch ist ihre Erregung, erzeugt durch Permanentmagnete, unveränderlich und immer vorhanden.

a) Elektrisch erregte Motoren

- Reihenschlussmotor, auch Hauptschlussmotor genannt:

Anker und Erregerwicklung liegen in Reihe, werden also beide vom gleichen Strom durchflossen, die Erregerwicklung ist deswegen niederohmig, siehe Abb. 3.2-9.

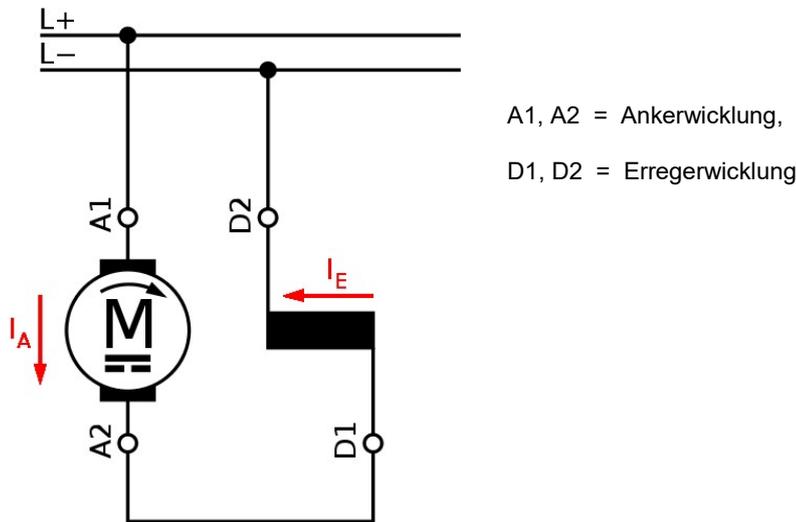
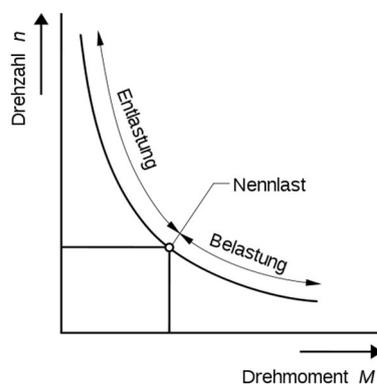


Abb. 3.2-9: Schaltbild des Reihenschlussmotors

Der Motor besitzt eine stark belastungsabhängige Drehzahl. Eine größere Last verringert die Drehzahl, was wiederum den Strom im Motor und somit das Drehmoment erhöht, es schwingt sich ein stabiler Zustand ein, siehe Abb. 3.2-10. Bei Lastabwurf steigt die Drehzahl, bedingt durch die Feldschwächung, auf unzulässig hohe Werte an, der Motor „geht durch“ und kann so zerstört werden. Es muss also auf eine ständig vorhandene Grundlast geachtet werden.



Belastungskennlinie eines Universalmotors

Abb. 3.2-10: Kennlinie des Reihenschlussmotors

Von allen Ausführungsarten besitzt der Reihenschlussmotor das höchste Anlaufmoment im Stillstand bei gleichzeitig geringerem Einschaltstrom als andere Schaltungen. Mit größer werdendem Drehmoment steigt der Strom wurzelförmig an.

Bei Umpolung der Erreger- oder Ankerwicklung geht der Motor in den Generatorbetrieb über, was eine Bremswirkung ermöglicht.

Dieser Motor kann mit leicht verändertem Stator auch an Wechselspannung betrieben werden (Universalmotor). Sowohl Anker als auch Erregerfeld werden gleichzeitig umgepolt, Kraft, Drehrichtung und sonstige Eigenschaften bleiben gleich bis auf eine Leistungsverminderung von ungefähr 15%.

- Nebenschlussmotor

Anker und Erregerwicklung liegen parallel zueinander, siehe Abb. 3.2-11. Dieser Motor verändert bei Drehmomentschwankungen seine Drehzahl kaum, große Ausführungen sind beinahe lastunabhängig, siehe Abb. 3.2-12. Der Strom steigt linear mit dem Moment und fällt linear mit der Drehzahl.

Auch hier kann eine zu starke Feldschwächung ein „Durchgehen“ der Maschine nach sich ziehen, wobei die Drehzahl und das Drehmoment sehr stark ansteigen.

Wegen zu hoher Blindstromanteile beim Umpolen ist der Betrieb an Wechselstrom nicht sinnvoll. Durch Spannungsumkehr des Anker- oder Erregerfeldes können Nebenschlussmotoren auch generatorisch betrieben werden.

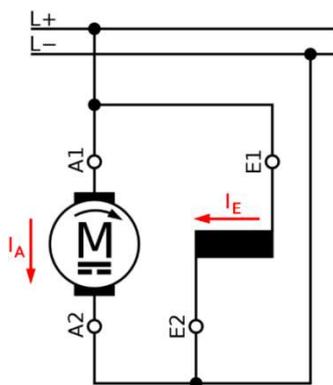


Abb. 3.2-11: Schaltbild des Nebenschlussmotors

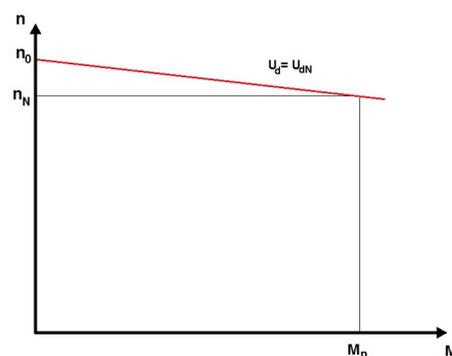


Abb. 3.2-12: Kennlinie des Nebenschlussmotors

- Doppelschlussmotor (auch Verbund-/Compoundmotor)

Dieser Motor vereint die Eigenschaften von Reihen- und Nebenschlussmotor. Die Erregerwicklung liegt zum Teil in Reihe und zum Teil parallel zur Ankerwicklung.

- Fremderregter Motor

Bei der Fremderregung werden die Erreger- und die Ankerwicklung aus separaten Stromkreisen gespeist, siehe Abb. 3.2-13. Der fremderregte Motor hat einen hohen Einschaltstrom.

Die Ströme I_A im Motor können durch veränderbare Widerstände (R_A) eingestellt werden. Wesentlich effizienter und genauer kann die Maschine jedoch mit Stromrichtern gesteuert werden, so vermeidet man auch hohe Einschaltströme.

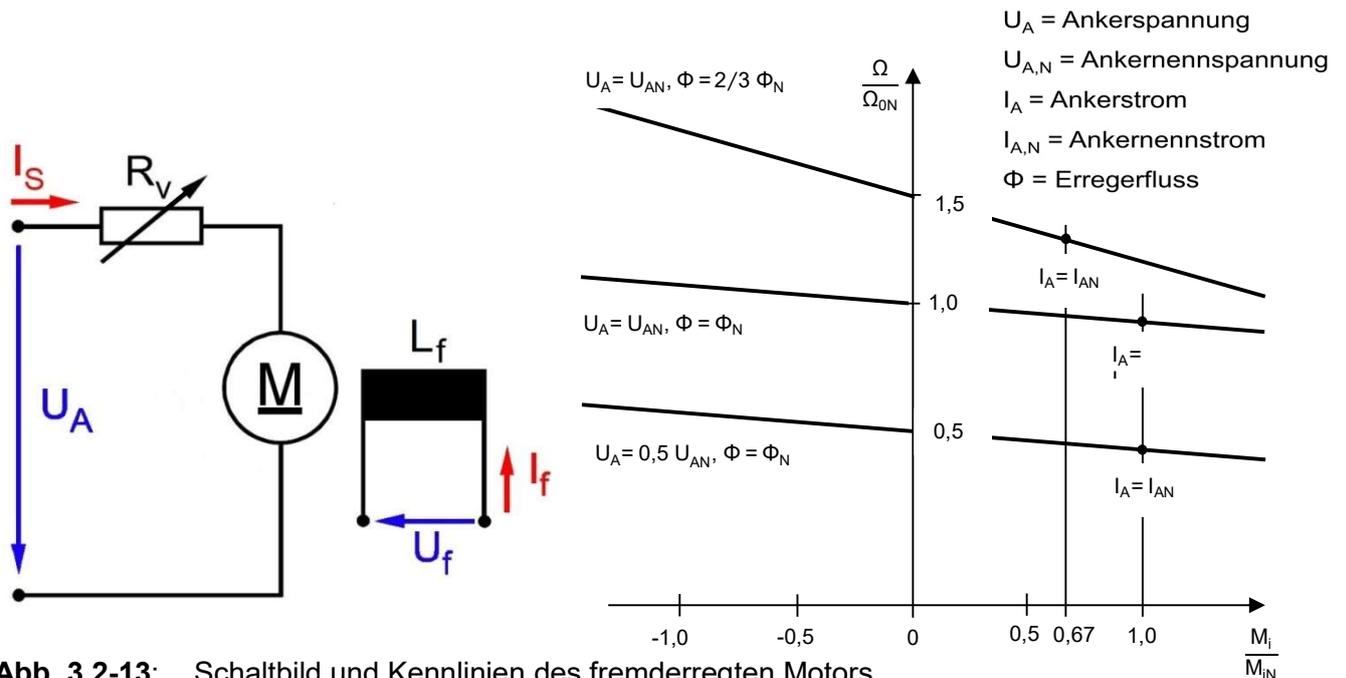


Abb. 3.2-13: Schaltbild und Kennlinien des fremderregten Motors.

b) Permanentmagneterregte Motoren

Bei den permanentmagneterregten Motoren wird das Magnetfeld durch Permanentmagnete erzeugt und ist unveränderlich. Die Permanentmagneterregung erhöht vor allem bei kleineren Leistungen den Wirkungsgrad, da die Erregerwicklung entfällt und keine Energie für die Erzeugung des Magnetfeldes benötigt wird.

Permanentmagneterregte Motoren haben denselben hohen Einschaltstrom wie die fremderregten, nur dass ihr Drehzahlbereich kleiner ist, da keine Feldschwächung vorgenommen werden kann.

Vor- und Nachteile der Gleichstrommaschine

Vorteile:

- Hohes Anlaufmoment
- Einfache und gute Regelbarkeit
- Lastunabhängige Drehzahl (nicht bei allen)
- Bei entsprechender Auslegung ist Gleich- und Wechselstrombetrieb möglich
- Generatorbetrieb ohne bzw. mit nur kleineren Änderungen möglich

Nachteile:

- Hohe Einschaltströme
- Hoher Wartungsaufwand (Bürsten, etc.)
- Möglichkeit des Durchgehens (nicht bei allen Ausführungen)
- Komplexer Aufbau bei hohen Leistungen (Korrektur des Feldes etc.)

3.2.3.1.2 Drehstrommotor

Wie der Gleichstrommotor besitzt auch der Drehstrommotor einen drehbaren (Rotor) und einen feststehenden Teil (Stator), siehe Abb. 3.2-14. Die drei außen angeordneten Statorspulen liegen an je einem der drei Leiter des Drehstromnetzes, die eine um 120° versetzte Wechselspannung führen, siehe Abb. 3.2-15. So entsteht im Stator ein magnetisches Drehfeld, siehe Abb. 3.2-16. Das Drehmoment der Maschine kommt durch die Wechselwirkung zwischen dem magnetischen Feld des Stators und des Rotors zustande. Man klassifiziert die Drehstrommotoren dementsprechend nach der Art der Erzeugung des Rotorfeldes in die Synchron- und die Asynchronmotoren.

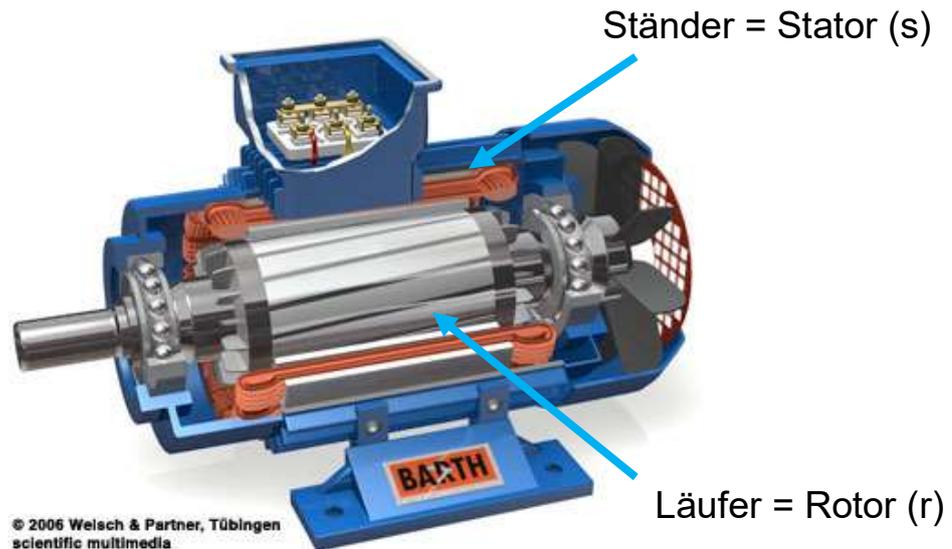
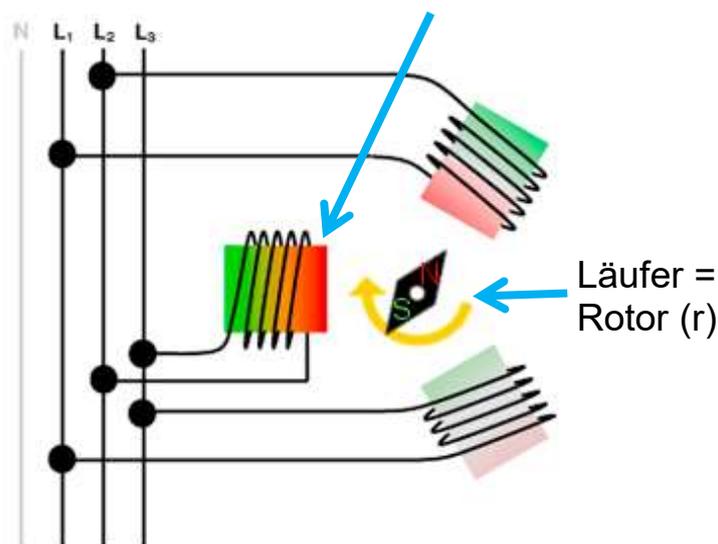
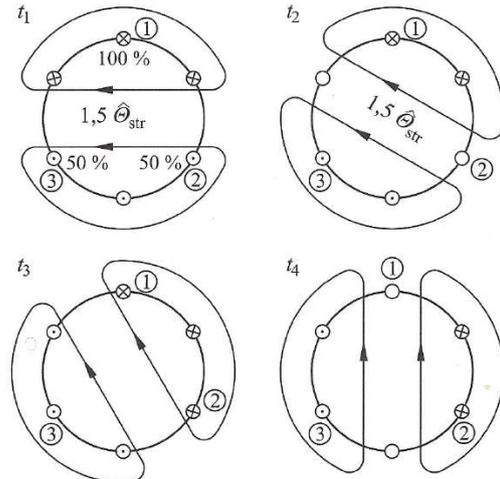
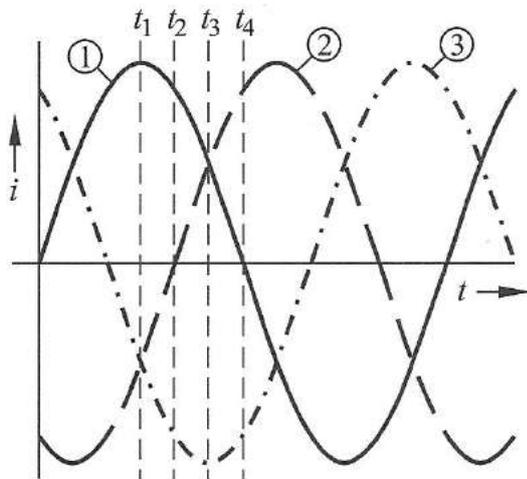


Abb. 3.2-14: Querschnitt durch einen Asynchronmotor in Standardbauweise



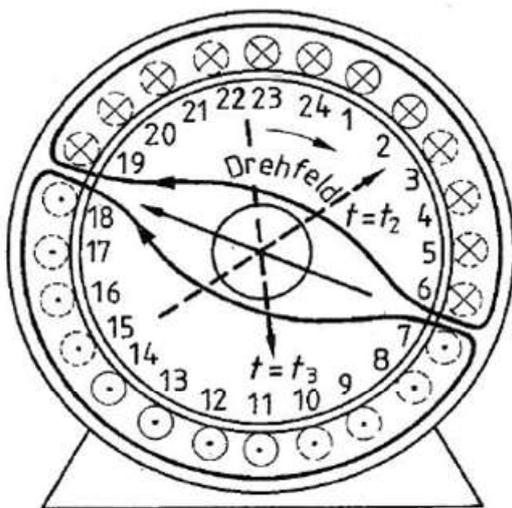
Rot=N=Nord, Grün=S=Süd

Abb. 3.2-15: Schematische Darstellung des Motorprinzips

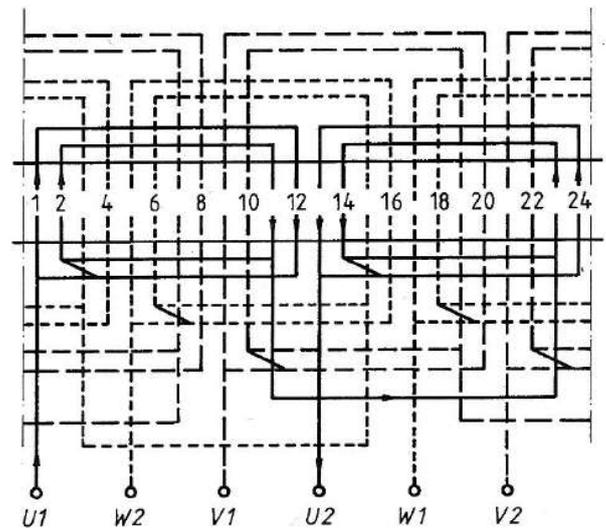


aus: Flegel G et. al, Elektrotechnik für Maschinenbau und Mechatronik, Hanser, München 2009

Abb. 3.2-16: Drehfeld

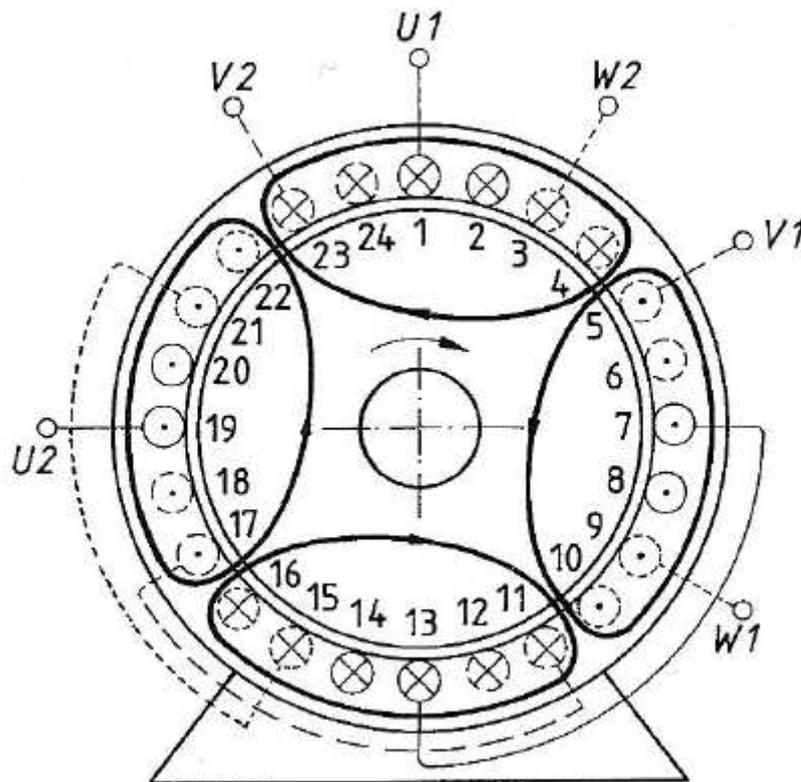


Ständerwicklung einer zweipoligen
Maschine mit 24 Nuten

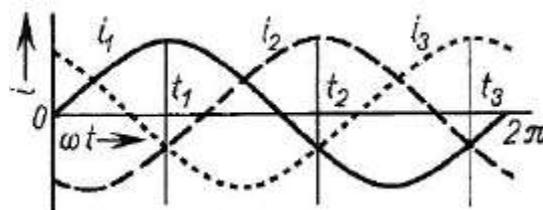


Wicklungsschema

Abb. 3.2-17: Ständer einer Drehstrommaschine



Ständerwicklung einer vierpoligen Maschine mit 24 Nuten
 koaxiale Spulen 1&8, 2&7 sowie 13&20, 14&19,
 in Reihe geschaltet.
 Drehzahl des Drehfelds $n_s = 60f_s/p$
 f_s Frequenz der an die Ständerklemmen U, V, W gelegten
 Wechselspannung, p Polpaarzahl (hier: $p=2$)



Zeitverlauf der Strangströme i_1 , i_2 und i_3

aus: Linse H et. al., Elektrotechnik für Maschinenbauer, Teubner, Wiesbaden 2005

Abb. 3.2-18: Ständer einer Drehstrommaschine

Synchronmotor

Beim Synchronmotor wird das Rotormagnetfeld entweder durch einen über Schleifringe zugeführten Strom oder am Rotor befestigte Permanentmagnete erzeugt, siehe Abb. 3.2-19. Bei dieser Ausführung ist die Motordrehzahl die gleiche wie die des Drehfeldes, deshalb spricht man von einer Synchronmaschine.

Bei Belastung läuft der Rotor zwar mit konstanter Drehzahl, dem Drehfeld aber in einem gewissen Winkel hinterher, diese Differenz nennt man den „Polradwinkel“. Wird er zu groß, fällt der Motor „außer Tritt“ und bleibt stehen, in Abb. 3.2-20 ist dies beim „Kippmoment“ der Fall. Eilt der Rotor dem Ständerfeld voraus, geht der Motor in den generatorischen Betrieb über und kann bei zu hohem negativen Polradwinkel durchgehen.

Synchronmotoren können nicht aus dem Stand anfahren, sie müssen entweder mechanisch hochgefahren und dann synchronisiert werden, oder das Drehfeld muss mittels eines Frequenzumrichters langsam von Null auf Synchrondrehzahl gebracht werden, damit der Rotor folgen kann. Möglich ist auch ein asynchrones Hochfahren mittels Anlaufkäfig und anschließende Umschaltung in den Synchronbetrieb.

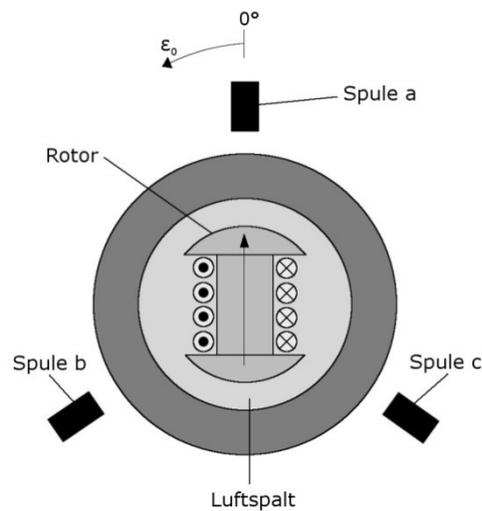


Abb. 3.2-19: Schema Synchronmotor

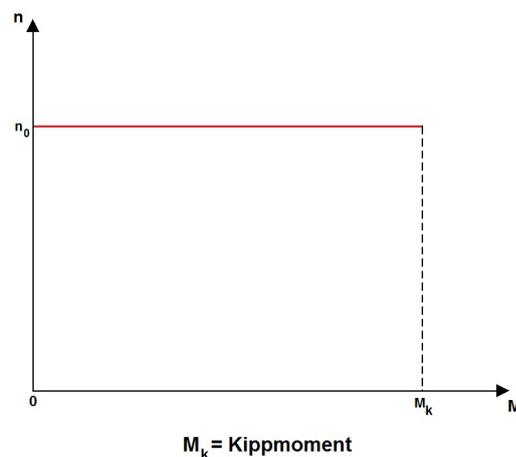
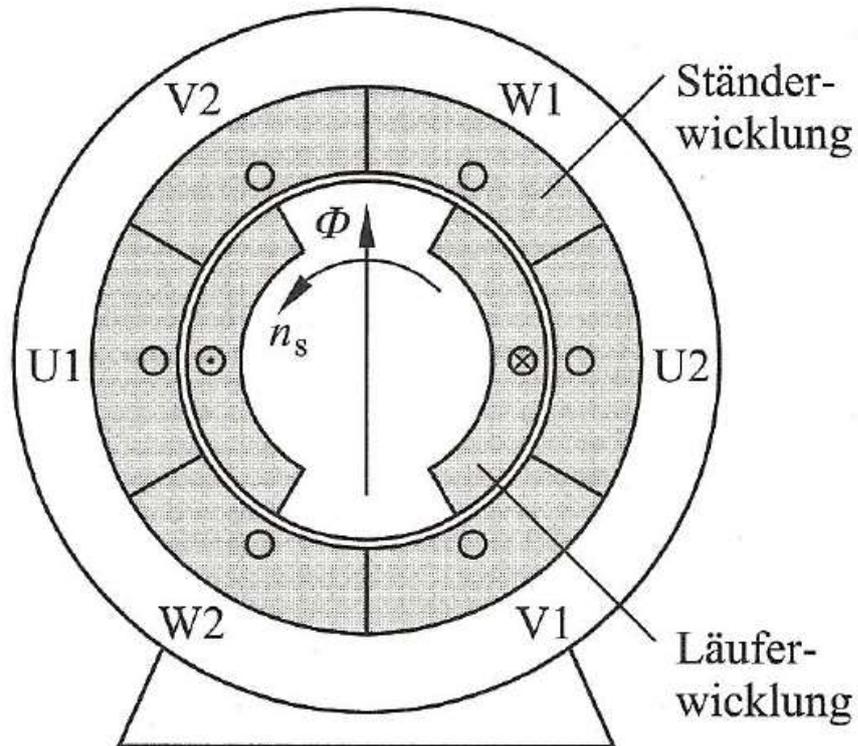
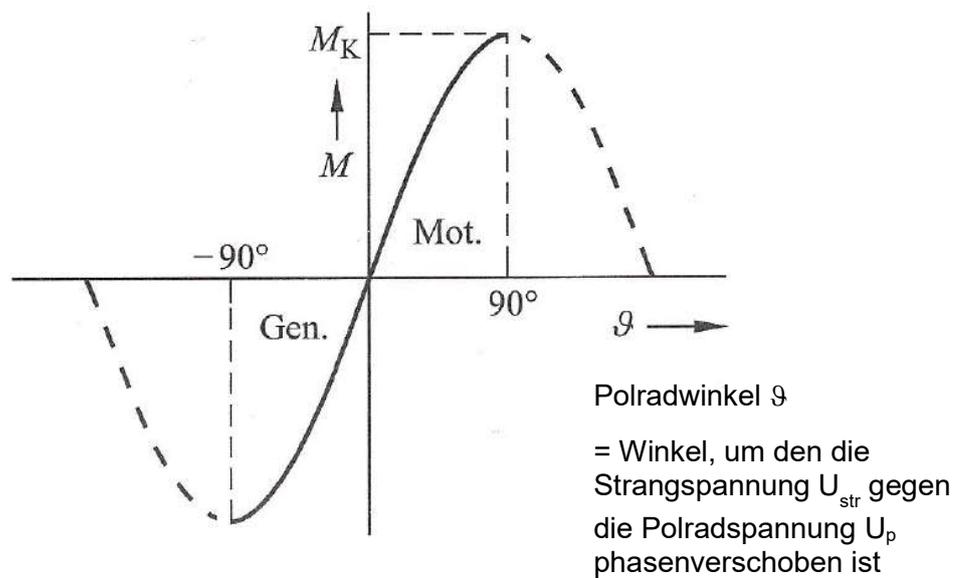


Abb. 3.2-20: Kennlinie des Synchronmotors



aus: Flegel G et. al, Elektrotechnik für Maschinenbau und Mechatronik, Hanser, München 2009

Abb. 3.2-21: Gleichstromerregte Synchronmaschine



aus: Flegel G et. al, Elektrotechnik für Maschinenbau und Mechatronik, Hanser, München 2009

Abb. 3.2-22: Drehmoment der Synchronmaschine

Vor- und Nachteile des Synchronmotors

Vorteile:

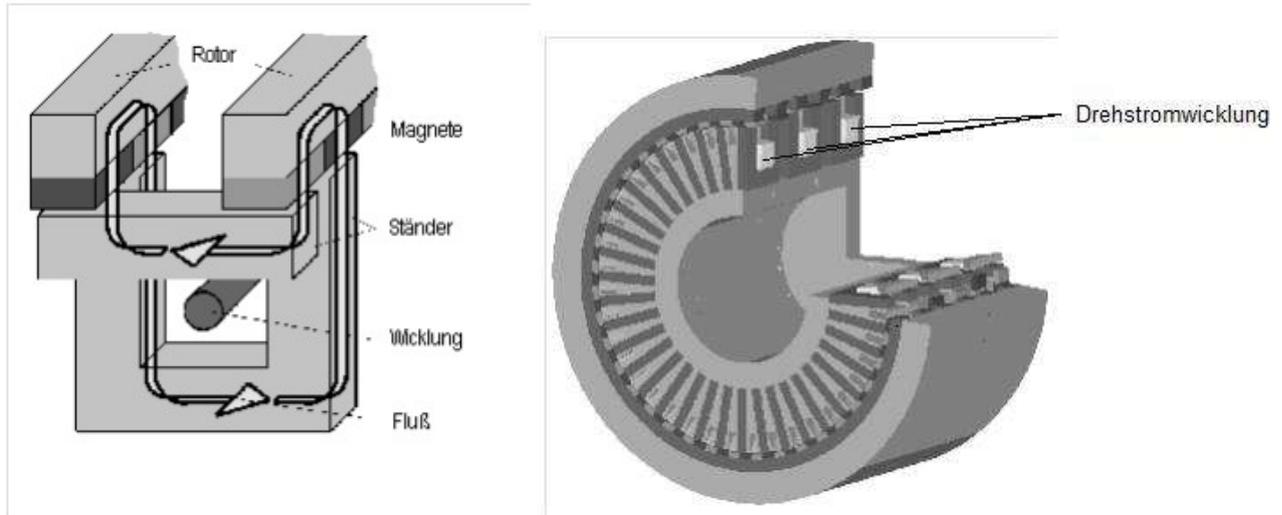
- Belastungsunabhängige Drehzahl
- Wartungsarm, da kein Stromwender
- Hoher Wirkungsgrad
- Geringer Erregerstrom, bzw. kein Erregerstrom bei Permanenterregung
- Geringes Massenträgheitsmoment
- Die Maschine kann nicht von selbst „durchgehen“, nur bei einem zu hohen von außen angelegtem Moment
- Hohe Leistungsdichte

Nachteile:

- Anfahren aus dem Stand ohne besondere Maßnahmen nicht möglich
- Aufwändige Regelung mittels Frequenzumrichter
- Bei abrupten Lastwechseln kommt es zu Schwingungen der Drehzahl
- Bei zu großer Last kann Motor stehen bleiben
- Teures Magnetmaterial

Transversalfusmaschine

Der Transversalfusmotor ist eigentlich ein Außenpol-Synchronmotor, hier sind die Drehfeldspulen in Umfangsrichtung angeordnet. Der magnetische Fluss verläuft mäanderförmig durch Ständer und Rotor. Die Antriebskraft entsteht wie bei jeder elektromagnetischen Maschine aus der Änderung der Energiedichte im Luftspalt (dW/dx).



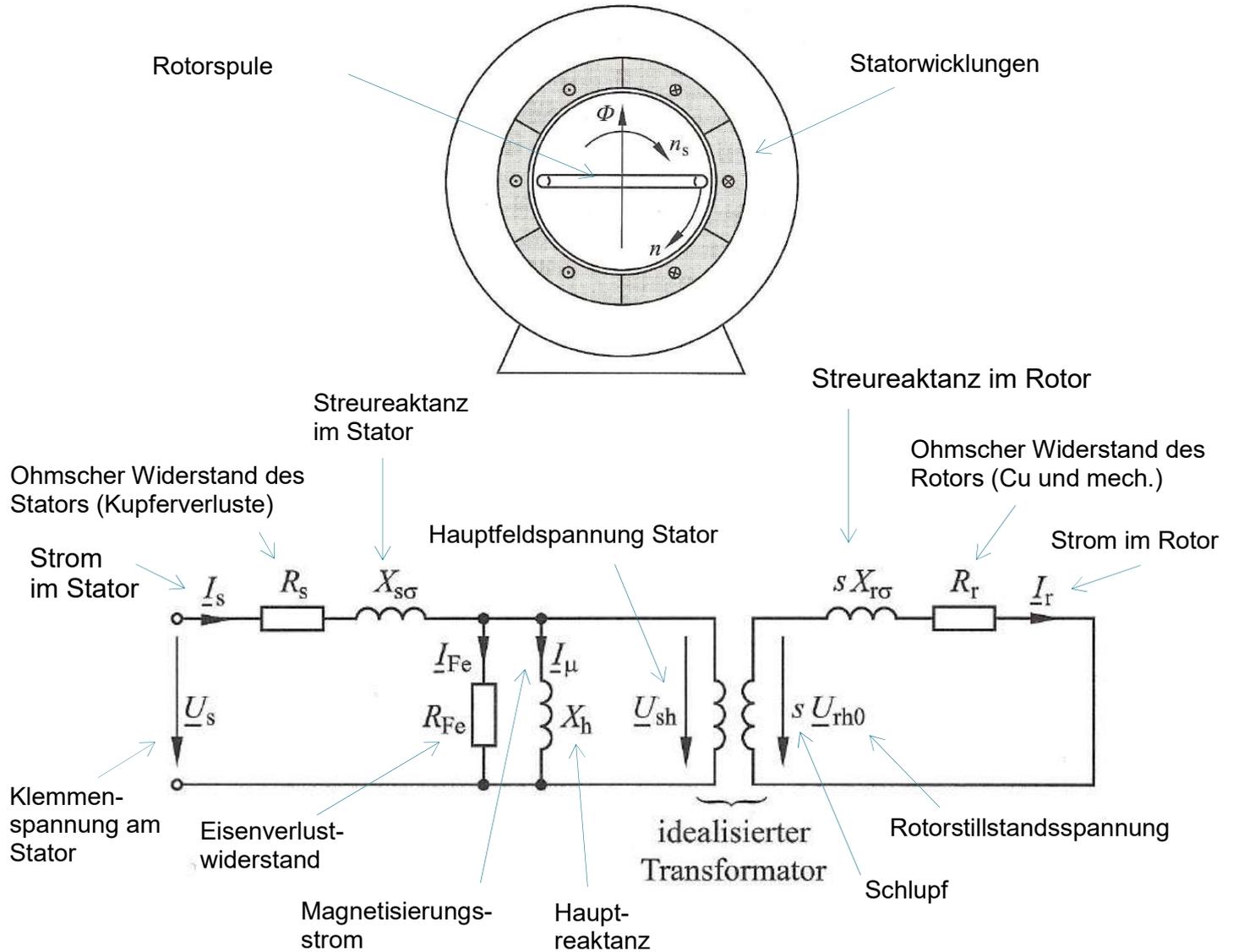
aus: Gerhard Babel, Elektrische Antriebe in der Fahrzeugtechnik, 2009, Springer Verlag

Abb. 3.2-23: Aufbau einer Transversalfusmaschine

Asynchronmotor

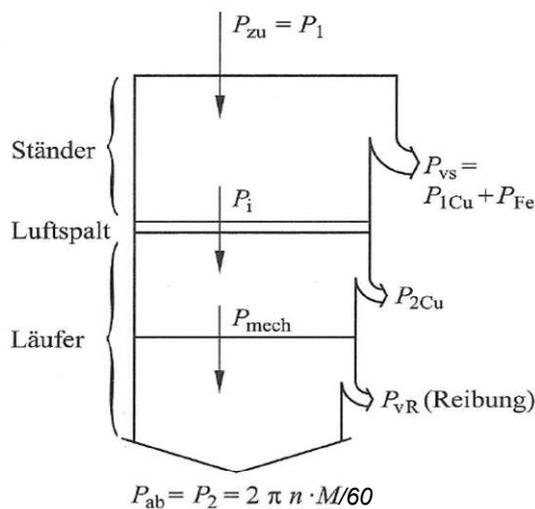
Beim Asynchronmotor entfällt die direkte Erregung des Rotors durch Stromzufuhr oder Permanentmagnete. Das Statorfeld dreht mit konstanter Frequenz, in den am Rotor befestigten Spulen wird aufgrund der Flussänderung eine Spannung induziert. Da die Rotorspulen untereinander über einen Widerstand verbunden oder kurzgeschlossen sind, fließt in ihnen ein Strom der wiederum ein zum Statorfeld gegensinniges Magnetfeld erzeugt, Abb. 3.2-24. Im Stillstand entstehen so sehr hohe Ströme, die bei Kurzschluss des Rotors ein mehrfaches des Nennstromes betragen. Das entstehende Rotorfeld wechselwirkt mit dem Statorfeld und es entsteht ein Drehmoment am Rotor. Je mehr sich die Rotordrehzahl der Statorfeldzahl (auch Synchronzahl genannt) annähert, desto kleiner wird die Flussänderung in den Spulen. Damit sinken die induzierte Spannung, der Strom und das abgegebene Drehmoment. Zur Drehmomentabgabe muss sich der Rotor also zwangsläufig langsamer drehen als das Statorfeld. Das prozentuale Verhältnis zwischen den beiden Drehzahlen wird „Schlupf“ genannt und beträgt im Regelfall einige Prozent. Die Maschine hat ein maximales Drehmoment, das in Abb. 3.2-26 dargestellte „Kippmoment“. Wird dieses durch die Belastung überschritten, bleibt die Maschine stehen.

Die Drehzahl-Drehmomentkennlinie des Asynchronmotors lässt sich innerhalb weiter Grenzen beeinflussen, z.B. durch Polumschaltung, Statorspannungs- (Abb. 3.2-27) und Statorfrequenzänderung oder durch eine komplexe, feldorientierte Regelung.



aus: Flegel G et. al, Elektrotechnik für Maschinenbau und Mechatronik , Hanser,München 2009

Abb. 3.2-24: Schema Asynchronmaschine und Ersatzschaltbild für einen Strang der Maschine



s: Flegel G et. al, Elektrotechnik für Maschinenbau d Mechatronik , Hanser,München 2009

Abb. 3.2-25: Leistungsbilanz der Asynchronmaschine

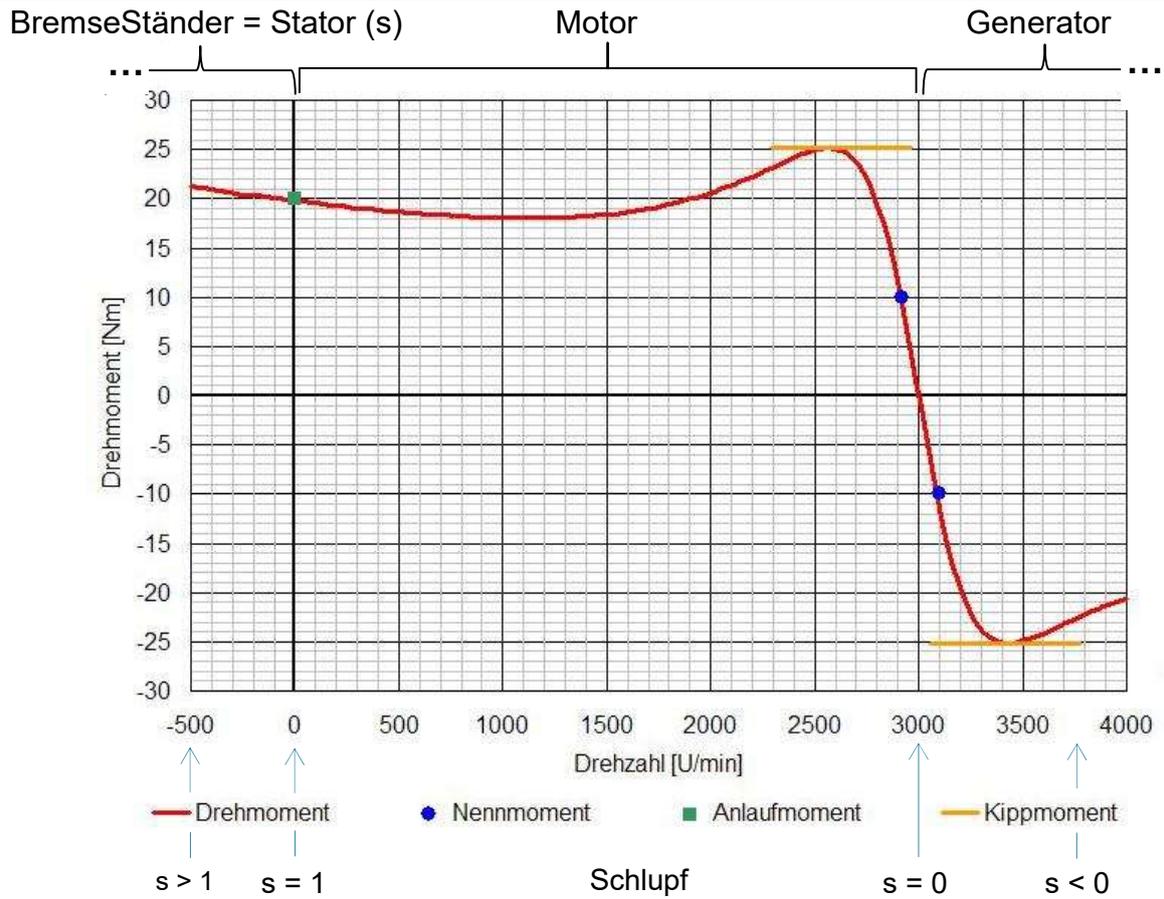


Abb. 3.2-26: Theoretische Kennlinie einer Asynchronmaschine bei 50 Hz Drehstrom

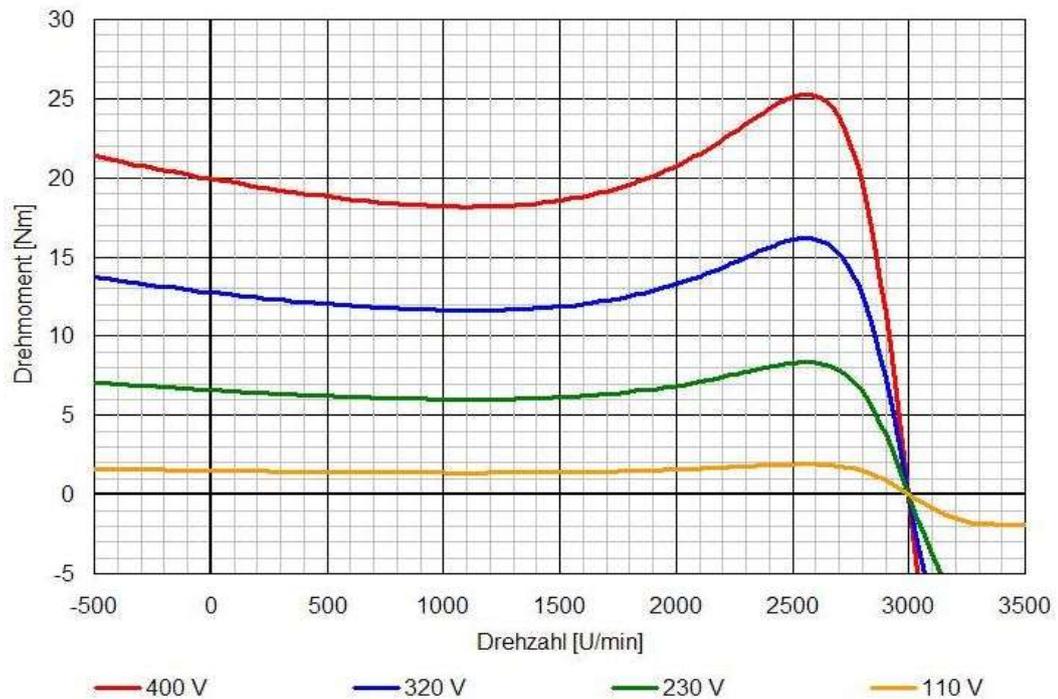


Abb. 3.2-27: Kennlinie der Asynchronmaschine mit veränderter Statorspannung

Die Asynchronmaschine gibt es in zwei Ausführungen:

Schleifringläufermotor und Kurzschlussläufermotor

- Schleifringläufermotor

Beim Schleifringläufermotor sind die Anschlüsse der drei symmetrisch angeordneten Rotorspulen über einen Schleifkontakt nach außen geführt. So können außerhalb des Rotors die Widerstände zwischen den Spulen verändert bzw. kurzgeschlossen werden, siehe Abb. 3.2-28, Abb. 3.2-29 und Abb. 3.2-30.

Bei Anlauf am starren Netz und ohne Verwendung von Vorwiderständen stellt sich ein vergleichsweise kleines Anfahrmoment bei fünf- bis siebenfachem Nennstrom ein. Durch das Einfügen von Widerständen begrenzt man den Anlaufstrom und erhöht damit den Wirkwiderstandsanteil, was ein höheres Drehmoment in bestimmten Drehzahlbereichen zur Folge hat. Dies ermöglicht ein Anfahren unter Vollast, senkt jedoch während dieser Phase den Wirkungsgrad erheblich.

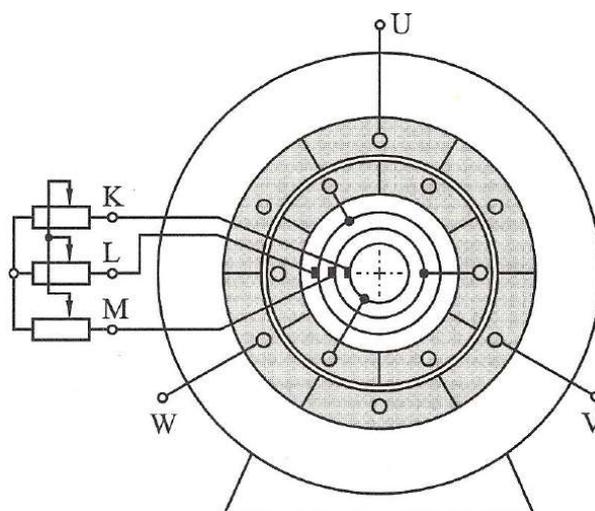
Des Weiteren können die Spulen auch zwischen Stern- und Dreieckschaltung umgeschaltet werden. Die Umschaltung von Dreieck- auf Sternschaltung senkt die Statorspannung U_{Stator} auf

$$U_{\text{Stern}} = U_{\text{Dreieck}} / \sqrt{3}$$

und den Rotorstrom I_{Rotor} auf

$$I_{\text{Stern}} = I_{\text{Dreieck}} / \sqrt{3} .$$

Dadurch sinken das Drehmoment und die Anzugsleistung auf ein Drittel des Wertes bei Dreiecksschaltung, so dass ein sanftes Anlaufen ermöglicht wird. Die anfangs erwähnten Steuerungsmethoden sind ebenfalls anwendbar.



aus: Flegel G et. al, Elektrotechnik für Maschinenbau und Mechatronik , Hanser, München 2009

Abb. 3.2-28: Schleifringläufer-Asynchronmotor

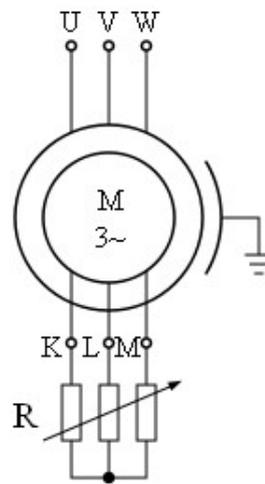


Abb. 3.2-29: Schema des Schleifringläufermotors

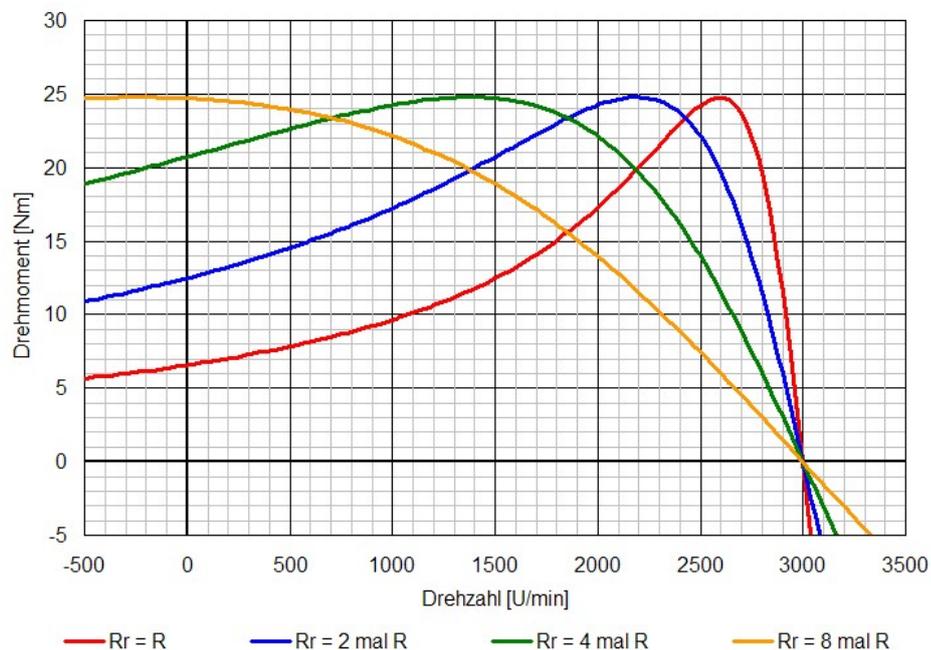


Abb. 3.2-30: Kennlinie bei verschiedenen Vorwiderständen R_r

- Kurzschlussläufermotor:

Diese Art Motor besitzt einen Läufer ohne Spulen, einen sogenannten Kurzschlusskäfigläufer. Er besteht aus auf dem Läufer axial angeordneten metallischen Stäben, die untereinander permanent

kurzgeschlossen sind, siehe Abb. 3.2-31, Abb. 3.2-32 und Abb. 3.2-33. Das Drehfeld induziert in ihnen einen Strom, der zum Aufbau des Magnetfeldes führt und das Drehmoment erzeugt.

Diese Art von Motor hat bei geeigneter Nutgestaltung ein hohes Anlaufdrehmoment und einen hohen Einschaltstrom. Um einen schonenderen Anlauf zu ermöglichen, wird der Motor mit einem Frequenzumrichter, einer Polumschaltvorrichtung, oder, wenn ein sanfter Anstieg des Drehmoment gefordert wird, mit einer KUSA-Schaltung (Kurzschlussläufer-Sanftanlauf) hochgefahren.



Abb. 3.2-31: Kurzschlusskäfig einer Asynchronmaschine

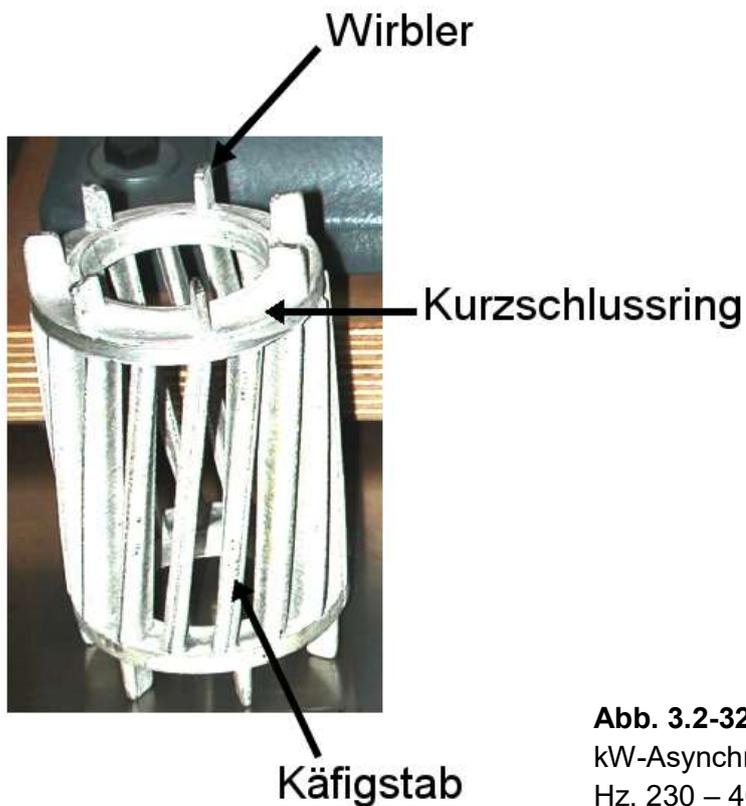
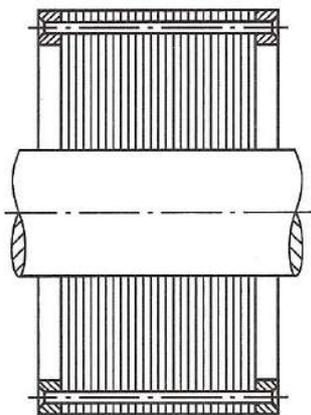
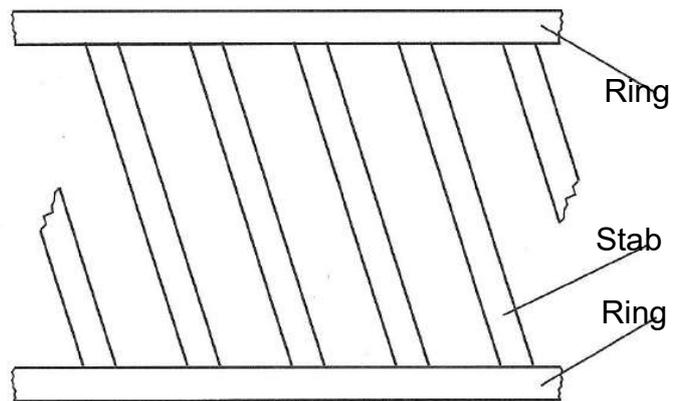


Abb. 3.2-32: Kurzschlusskäfig einer 0,75-kW-Asynchronmaschine, 1425 1/min, 50 Hz, 230 – 400 V, 2,0 – 2,4 A



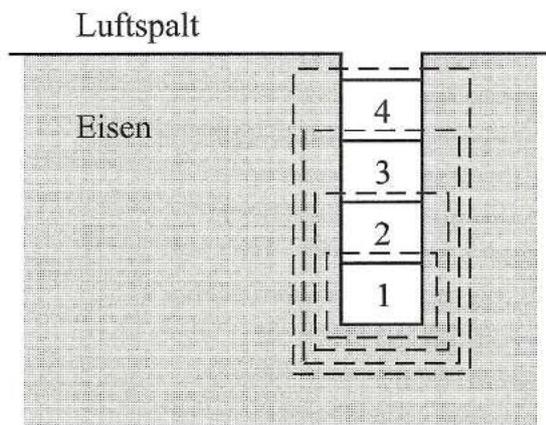
Käfigläufer. Längsschnitt



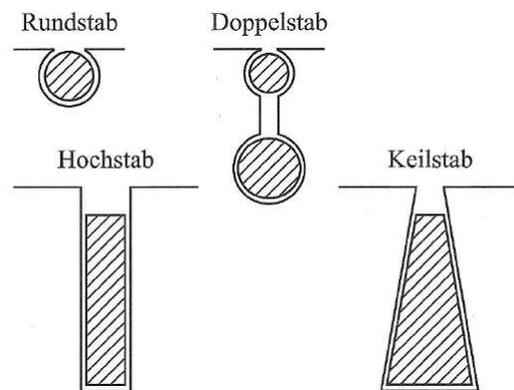
Abwicklung des Käfigs

aus: Flegel G et. al, Elektrotechnik für Maschinenbau und Mechatronik, Hanser, München 2009

Abb. 3.2-33: Käfigläufer



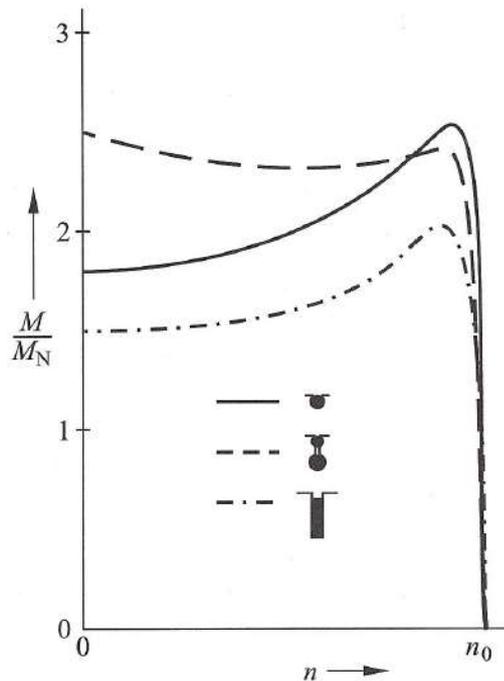
Feldlinien des Streufelds beim Hochstabläufer



Nutfornen von Kurzschlussläufern

aus: Flegel G et. al, Elektrotechnik für Maschinenbau und Mechatronik, Hanser, München 2009

Abb. 3.2-34: Einfluss Stabquerschnitt bei Käfigläufer



aus: Flegel G et. al, Elektrotechnik für Maschinenbau und Mechatronik, Hanser, München 2009

Abb. 3.2-35: Einfluss Stabquerschnitt bei Käfigläufer auf das Drehmoment im Verhältnis zum Nennmoment

Vor- und Nachteile des Asynchronmotors

Vorteile:

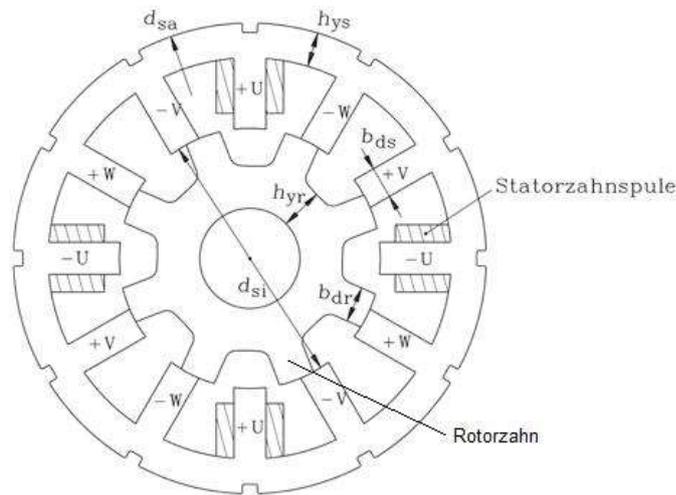
- Einfacher Aufbau
- Sehr robust, lange Lebensdauer
- Sehr wartungsarm
- Kostengünstige Herstellung
- Selbstanlauf möglich
- Die Maschine kann nicht von selbst „durchgehen“, nur bei einem zu hohen von außen angelegtem Moment
- Kurzzeitig stark überlastbar
- Vielfältig einsetzbar dank voranschreitender Stromrichtertechnik
- Anlauf gegen hohe Lastmomente möglich (bei entsprechender Auslegung)

Nachteile:

- Drehzahlveränderung nur mit Polumschaltung oder Frequenzumrichtung
- Relativ kleines Anlaufdrehmoment in „normaler“ Ausführung
- Ohne zusätzliche Einrichtung ist Betrieb nur an 3-Phasen Wechselstrom möglich
- Komplexe theoretische Verfahren zur Berechnung nötig im Vergleich zu anderen Motoren

Geschaltete Reluktanzmaschine

Die Reluktanzmaschinen haben unterschiedliche Zähnezahlen an Rotor und Stator. Der Rotor besteht aus einem Blechpaket, das eine Art Zahnrad ausbildet. Die Statorzähne sind mit Spulen bewickelt, welche bestromt werden. Durch die Bestromung wird ein Zahn des Rotors zum bestromten Zahn des Stators gezogen. Durch das An- und Ausschalten bestimmter Zähne läuft der Rotor um.



Aus: Andreas Binder, Elektrische Maschinen und Antriebe, Springer Verlag, VDI-Buch, 2012

Abb. 3.2-36: Aufbau einer Elektromaschine mit geschalteter Reluktanz

3.2.3.1.3 Vergleichende Übersicht

		Gleichstrom	synchron	synchron perm.erregt	asynchron	geschaltete Reluktanz
Höchstzahl	1/min	6 000	>10 000	>10 000	>10 000	>10 000
spez. Drehmoment	Nm/kg	0,7	0,6 - 0,75	0,95 - 1,72	0,6 - 0,8	0,8 - 1,1
spez. Leistung	kW/kg	0,15 - 0,25	0,15 - 0,25	0,3 - 0,95	0,2 - 0,55	0,2 - 0,62
Wirkungsgrad Maschine		0,82 - 0,88	0,87 - 0,92	0,87 - 0,94	0,89 - 0,93	0,9 - 0,94
Wirkungsgrad Steuerung		0,98 - 0,99	0,93 - 0,98	0,93 - 0,98	0,93 - 0,98	0,93 - 0,97
Gesamt-Wirkungsgrad		0,80 - 0,85	0,81 - 0,90	0,81 - 0,92	0,83 - 0,91	0,83 - 0,91

Quelle: Wallentowitz et al., Strategien zur Elektrifizierung des Antriebsstranges, Vieweg+Teubner, Wiesbaden, 2010

Tab. 3.2-1:: Kennwerte von Elektromaschinen

	Gleichstrom		Synchron		Asyn- chron	Transver- salfluss	Geschal- tete Reluktanz
	elektr. erregt	perm. erregt	elektr. erregt	perm. erregt			
Leistungsdichte	o	+	+	++	+	++	++
Zuverlässigkeit	o	+	+	+	++	+	++
Wirkungsgrad	--	-	+	++	o	++	+
Regel-/Steuerbarkeit	++	++	+	+	o	+	++
Überlastbarkeit	+	+	+	+	+	+	+
Geräuschpegel	-	-	+	+	+	+	-
Thermischer Überlastschutz	-	-	+	++	+	+	+
Entwicklungsstand	++	++	o	o	+	-	o

++ sehr gut + gut o durchschnittlich - schlecht -- sehr schlecht

Tab. 3.2_{F2}: Eigenschaften von Elektromaschinen

3.2.3.1.4 Einsatz im Fahrzeugbau

Gleichstrommotoren

Gleichstrommotoren spielen als Traktionsmotor eine eher untergeordnete Rolle im Kraftfahrzeugbau und sind nur bei kleineren Fahrzeugen anzutreffen.

Beispiele:

- BMW C1 E Stadt-Motorroller: 7 kW Gleichstrommotor
- Honda EV-neo: 2,8 kW Gleichstrommotor

Drehstrommotoren

Gegenwärtig zeigt sich im Kraftfahrzeugbau eine starke Tendenz zur Verwendung von Drehstrommotoren ab. Gründe hierfür sind der bessere Wirkungsgrad und der geringere Geräuschpegel gegenüber Gleichstrommotoren. Des Weiteren haben Drehstrommotoren sehr gute Eigenschaften im Bezug auf die Robustheit, Lebensdauer und Wartung. Immer leistungstärkere und kompaktere Regelungssysteme begünstigen diesen Trend.

Beispiele für Drehstrom-Synchronmotoren:

- Smart fortwo electric drive: permanenterregter 60 KW Synchronmotor, max. Drehmoment 160 Nm, max. Geschwindigkeit 130 km/h



Abb. 3.2-37: Smart fortwo electric drive

aus: <http://media.daimler.com/dcmmedia/>

- Denza (joint venture BYD Auto & Daimler AG): permanenterregter 86 kW Synchronmotor, Nenndrehmoment 290 Nm, max. Geschwindigkeit 150 km/h



Abb. 3.2-38: Denza

- Renault Kangoo Z.E.: fremderregter 44 kW Synchronmotor, Nenndrehmoment 226 Nm, max. Geschwindigkeit 130 km/h



Abb. 3.2-39: Renault Kangoo Z.E.

- BMW i3: 72 kW Synchronmotor, max. Drehmoment 250 Nm, max. Geschwindigkeit 150 km/h



Abb. 3.2-40: BMW i3

- VW e-Golf: 85 kW Synchronmotor, max. Drehmoment 270 Nm, max. Geschwindigkeit 140 km/h



<http://emobility.volkswagen.de>

Abb. 3.2-41: VW e-Golf

- Mitsubishi i MiEV Sport: permanenterregter 47 kW Synchronmotor an der Hinterachse, an der Vorderachse 2 x 20 kW Radnabenmotoren, max. Drehmoment 670Nm, max. Geschwindigkeit 180 km/h
- Toyota Prius Hybrid (2009): 60 kW Synchronmotor, max. Drehmoment 207 Nm
- Honda Civic Hybrid: 15 kW permanenterregter Synchronmotor

Beispiele für Drehstrom-Asynchronmotoren:

- Renault Twizy: 8 kW Asynchronmotor, Nenndrehmoment 57 Nm, max. Geschwindigkeit 80 km/h



Abb. 3.2-42: Renault Twizy

- Audi e-tron Frankfurt: vier Asynchronmotoren erzeugen 230 kW und 4500 Nm Drehmoment



Abb. 3.2-43: Audi e-tron Frankfurt

- Mini E: 150 kW Asynchronmotor
- Tesla Roadster: 215 kW, Dreiphasen-Wechselstrom-Induktionsmotor im Heck, max. Drehmoment 400 Nm im Drehzahlbereich 5000-6000 U/min, max. Drehzahl 14000 1/min, max. Geschwindigkeit 201 km/h (abgeregelt)

3.2.3.2 Antriebskonzepte

3.2.3.2.1 Radnabenmotoren

Bei einem mit Radnabenmotoren angetriebenen Fahrzeug sitzen die Motoren im Rad selbst. Es werden wahlweise insgesamt zwei (Zweiradantrieb) oder vier Motoren (Vierradantrieb) eingesetzt. Als Motoren kommen entweder die bereits bekannten Innenläufermotoren zum Einsatz oder es wird die sogenannte „Außenläufer“-Bauweise verwendet. Bei diesen Motoren befindet sich der Stator in der Mitte des Motors und wird vom Rotor umschlossen, siehe Abb. 3.2-44. Durch den größeren Durchmesser des Rotors gibt der Motor ein höheres Drehmoment ab und in der Mitte ist mehr Platz vorhanden für Bremsen, Sensoren, Aufhängung und andere Komponenten.

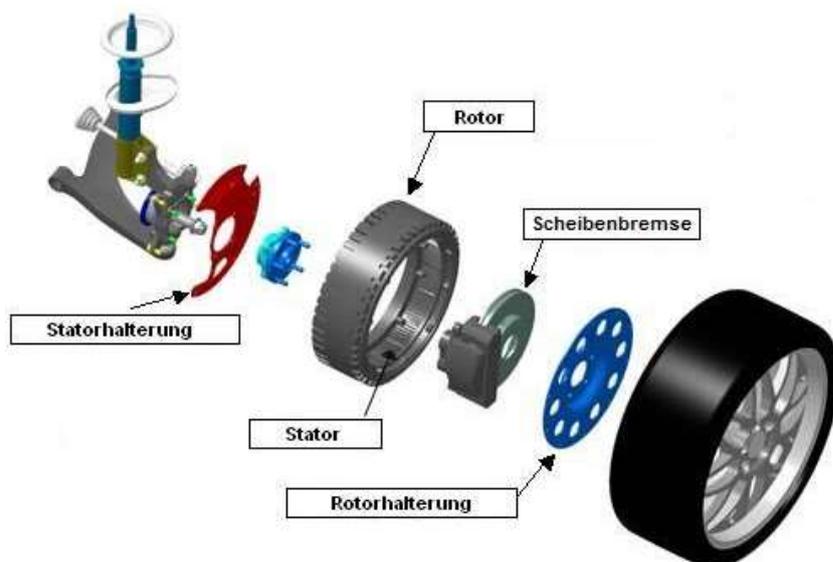


Abb. 3.2-44: Radnabenmotor im Mitsubishi Lancer Evolution MIEV

Vorteile:

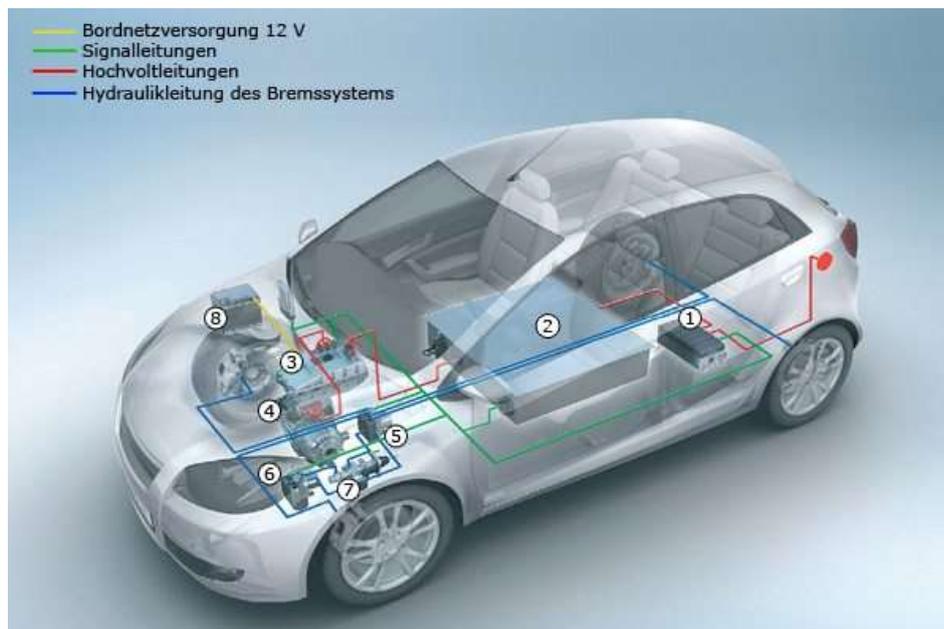
- Platzersparnis
- Keine Reibungsverluste durch Getriebe, Differenzial, etc.
- Extreme Lenkwinkel möglich

Nachteile:

- Motoren sind starken Umwelteinflüssen ausgesetzt
- Höhere ungefederte Masse als bei anderen Ausführungen
- Radnabenmotoren sind teurer als andere Motortypen
- Leistung relativ gering, da Motordrehzahl (= Raddrehzahl) relativ niedrig
- Hoher regeltechnischer Aufwand, da mehrere Motoren

3.2.3.2.2 Einmotor-Antrieb (Zentramotor)

Zum Antrieb wird nur ein Motor verwendet und die Kraft wird dann über einen Antriebsstrang auf die Räder verteilt. Wie bei einem klassischen Fahrzeug sind Differenzial und Antriebswellen erforderlich, jedoch entfällt (fast) immer das Schaltgetriebe, siehe Abb. 3.2-45: und Abb. 3.2-46.



1. Ladegerät, 2. Hochvoltbatterie, 3. Inverter mit DC-DC Konverter, 4. Elektrischer Achsantrieb mit separatem Motor/Generator, 5. ABS/ESP, 6.+7. Kooperatives Regeneratives Bremssystem

Abb. 3.2-45: Zentramotor mit Akkus



Abb. 3.2-46: Zentralmotor in einem elektrisch angetriebenen Smart fortwo (Modelljahr 2012)



Abb. 3.2-47: Smart fortwo electric drive (Modelljahr 2012)

aus: <http://media.daimler.com/dcmmedia/>

Vorteile:

- Niedrigere ungefederte Massen im Vergleich zu Radnabenmotoren
- Auf den Motor wirkende Umwelteinflüsse niedriger als bei Radnabenmotoren
- Bau eines Hybridantriebs einfacher möglich
- Klassischer, ausgereifter Aufbau des Fahrzeugs
- Niedrigerer Regelaufwand, da nur ein Motor
- Gesamtgewicht des Motors leichter als mehrere einzelne
- Bremsenergieerückgewinnung
- Kompakte Bauweise

Nachteile:

- Antriebsstrang nötig
- Allradantrieb nicht einfach darstellbar
- Erhöhter Platzbedarf
- Reibungsverluste durch die Kraftübertragung

3.2.3.2.3 Mehrmotor-Antrieb

Beim Mehrmotorantrieb werden statt einem Zentralmotor mehrere kleinere Motoren verwendet. Im Gegensatz zum Radnabenmotor sitzen diese jedoch nicht in den Rädern, sondern in der Karosserie. Hierbei kann man die Motoranzahl und die Anordnung variieren.

Mögliche Ausführungen:

- Zweiradgetriebene Fahrzeuge

Jeweils zwei Motoren an der Vorder- oder Hinterachse, diese können die Räder über Gelenkwellen direkt oder über ein Getriebe und Gelenkwellen antreiben. Das Differenzial entfällt. Die Motoren können in der Mitte der Achse in einem gemeinsamen Gehäuse sitzen (siehe Abb. 3.2-48) oder in der Nähe der Räder.

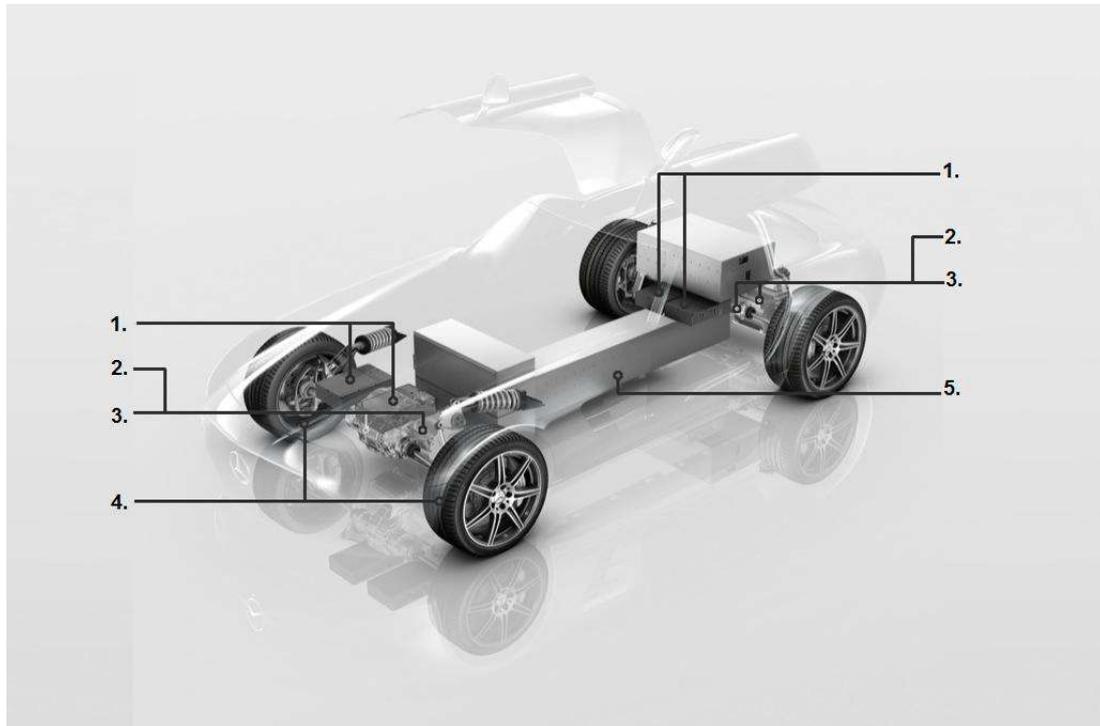


Gewicht: 150 kg (trocken), Max. Motormoment: $2 \cdot 300 \text{ Nm}$, Max. Antriebsmoment: $2 \cdot 1650 \text{ Nm}$, 2 Getriebestufen, Gesamtübersetzung: 5,5, Max. Antriebsdrehzahl 12.000 1/min .

Abb. 3.2-48: eTWIN (1eDT330) Synchronmotor-Antriebseinheit von Getrag, mit zwei Elektromotoren und Teilgetriebe, wassergekühlt

- Vierradgetriebene Fahrzeuge

Bei vierradgetriebenen Fahrzeugen sind die Anordnungen analog, nur in doppelter Ausführung, siehe Abb. 3.2-49.



1. Leistungselektronik, 2. Getriebe, 3. Einzelradantrieb (zwei Elektromotoren), 4. Allradantrieb, 5. Hochvoltbatterie

Abb. 3.2-49: 4-fach Motor im Mercedes AMG SLS

Vorteile:

- Niedrigere ungedungerte Massen als bei Radnabenmotoren
- Bessere Gewichtsverteilung innerhalb des Fahrzeugs möglich
- Bremsenergieückgewinnung
- Stark reduzierter Antriebsstrang gegenüber einfachem Zentralmotor (weniger Differenziale oder sogar keine Differenziale (z.B. bei 4-fach Motor) erforderlich)
- Bei Verwendung von vier Motoren relativ einfach Allradantrieb darstellbar
- Auf den Motor wirkende Umwelteinflüsse niedriger als bei Radnabenmotoren
- Bedarfsgerechte Drehmomentverteilung möglich (Torque Vectoring)

Nachteile:

- Antriebsstrang nötig (wenn auch vereinfacht)
- Erhöhter Regelaufwand
- Mehr Platzbedarf als Radnabenmotoren
- Reibungsverluste durch die Kraftübertragung

3.2.3.3 Wirkungsgrad und Emission

Heutige Elektromotoren sind wartungsarm, billig im Unterhalt, müssen jedoch für den Fahrzeugeinsatz weiterentwickelt werden. Ein Vorteil der modernen Steuerungen und Stromrichtern der Elektroautos ist, dass die Motoren schnell in den Nennbetriebspunkt gebracht werden können, was einen durchgehend guten Wirkungsgrad garantiert. Der Nennwirkungsgrad liegt bei 85-95%.

Eine Reihe weiterer Energieeinsparungsmöglichkeiten gibt es durch geringere Reibungsverluste durch den reduzierten Antriebsstrang und durch den Wegfall verschiedener Komponenten, wie z.B. Anlasser, Lichtmaschine, Kraftstoffpumpe etc. Außerdem sind Elektrofahrzeuge bei Geschwindigkeiten mit vernachlässigbarem Rollgeräusch sehr leise.

Diese Vorteile werden momentan jedoch noch überkompensiert durch das sehr hohe Gewicht und den sehr hohen Preis der Batterien, die eine im Vergleich zu fossilen Energieträgern niedrige Energiedichte haben und noch nicht alle Anforderungen wie z.B. Reichweite (Reichweiten meistens < 200 km, mit Ausnahmen, z.B. Tesla Roadster), schnelle Aufladung, Sicherheit oder Temperatur- und Zyklfestigkeit (Anzahl Zyklen ohne nennenswerte Leistungsverluste) erfüllen, um das Elektroauto für den Massenmarkt tauglich zu machen.

Der Elektromotor kennt zwar keinen Kaltstart, der Akku muss jedoch bei zu hoher oder niedriger Außentemperatur gekühlt oder aufgeheizt werden, damit er in einem für ihn optimalen Temperaturbereich arbeiten kann, was wiederum Energie kostet. Auch steht die von einem kraftstoffgetriebenen Motor erzeugte hohe Abwärme bei einem reinen Elektrofahrzeug nicht mehr zur Verfügung, um den Innenraum zu heizen, dies senkt wiederum den Gesamtwirkungsgrad.

In einem Land, in dem das Stromnetz hauptsächlich mit fossilen Energieträgern betrieben wird (wie zum Beispiel in Deutschland), liegen Fahrzeuge mit Verbrennungsmotor und Elektroantrieb im Hinblick auf die Emissionen etwa gleichauf. Wird jedoch das Stromnetz mit einem hohen Anteil an erneuerbaren Energien betrieben, wie Wasser-, Wind- und Solarenergie, kombiniert mit Stromerzeugung durch Biomasse und zusätzlich Kraft-Wärme Kopplung in Kraftwerken, kann sich dieses Verhältnis deutlich zu Gunsten des Elektroautos entscheiden. Da diese Autos außerdem lokal emissionsfrei sind, kann der Verkehr an sich keine Schadstoffe bis auf Feinstaub durch Reifenabrieb und Bremsvorgänge ausstoßen. Die Emissionen werden so aus Städten und Ballungszentren in die Umgebung der Kraftwerke verlagert, was Smogbildung eindämmen kann.

Beispiel: Smart fortwo electric drive, wie er seit 2012 verkauft wird:

Der Elektro-Smart bietet eine Dauerleistung von 35 kW (knapp 50 PS, eine kurzzeitige Spitzenleistung von 55 kW (75 PS)) und eine Reichweite von bis zu 145 km. Der Stromverbrauch wird vom Hersteller mit 14,3 kWh/100 km (ermittelt im „Neuen Europäischen Fahrzyklus“ NEFZ) angegeben.

Zwar entstehen beim Fahren keine CO₂-Emissionen, jedoch bei der Erzeugung des für den Betrieb erforderlichen Stroms. Wie hoch diese sind, hängt von der für die Stromerzeugung verwendete Energiequelle und Erzeugungsart ab. Legt man hier den heutigen Strom-Mix in Deutschland mit einem CO₂-Wert von ca. 590 g/kWh zu Grunde, ergibt sich für den Smart fortwo electric drive ein CO₂-Ausstoß von ca. 84 g/km.

Bei Strom ausschließlich aus Steinkohle (CO₂-Wert von ca. 890 g/kWh) wären dies dagegen ca. 127 g/km, bei der reinen Nutzung von Windkraft für die Stromerzeugung (CO₂-Wert von ca. 20 g/kWh) nur noch 2,5 g/km (durch Herstellung und Wartung der Anlage). Die Steinkohle muss allerdings in die Windkraft-Bilanz aufgenommen werden, da zu Spitzenlastzeiten der zusätzliche Energiebedarf mit schnell hochfahrbaren Kraftwerken gedeckt wird, wie zum Beispiel Kohlekraftwerke.

Zum Vergleich: Der vergleichbare Smart fortwo 0.9 l (MJ 2014) mit 52 kW-Ottomotor weist einen CO₂-Ausstoß von 93 g/km auf.

Auch beim Vergleich mit anderen alternativen Antrieben wird deutlich, dass der Elektroantrieb in Verbindung mit einer Batterie als Energiespeicher nur dann in Bezug auf die CO₂-Emission gut abschneidet, wenn der Strom nicht aus fossilen Energieträgern hergestellt wird. In Abb. 3.2-50 sind die Emissionen am Beispiel eines Fahrzeugs der Kompaktklasse dargestellt

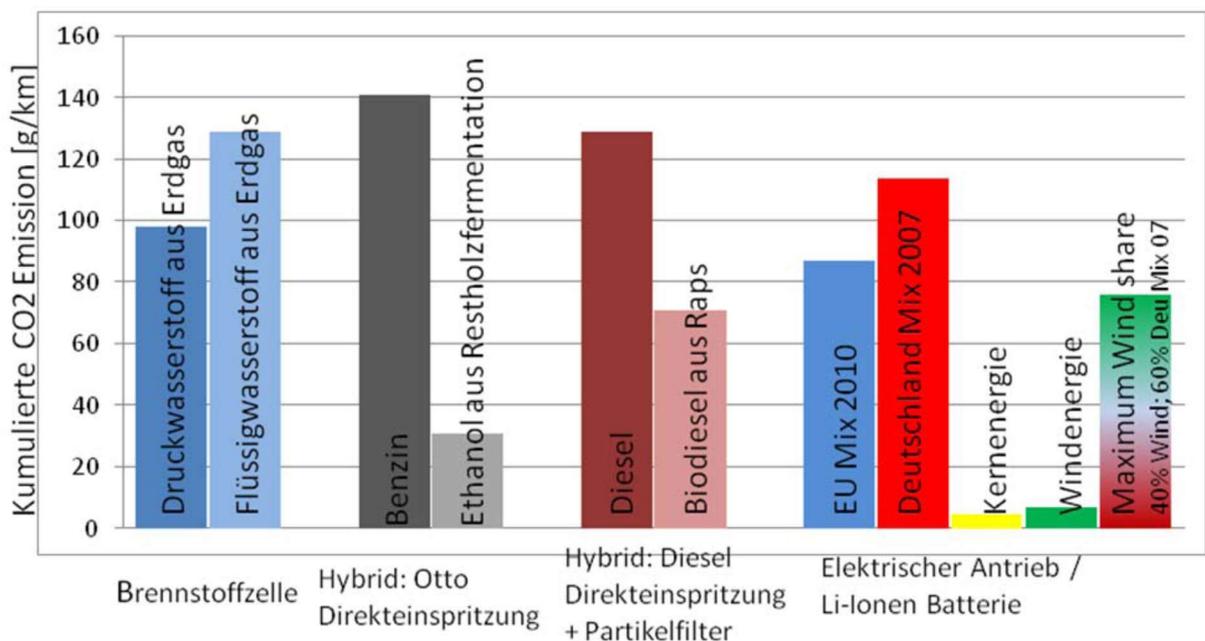


Abb. 3.2-50: CO₂-Emissionen, Stand Februar 2009, Prognose für 2010 am Beispiel der Kompaktklasse (Quellen: Daimler PrognoseTool, BMU)

3.2.3.4 Batterien

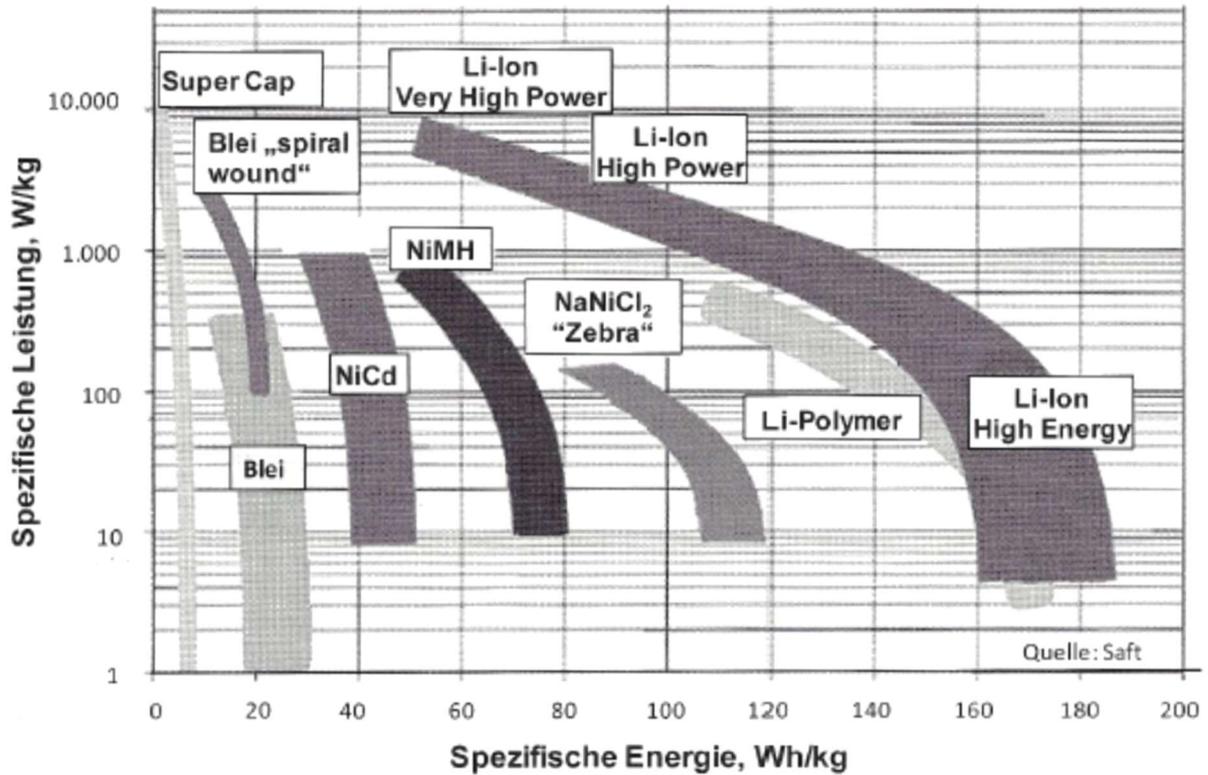


Abb. 3.2-51: Energie und Leistungsdichte verschiedener Energiespeicher (Quelle: Wallentowitz et al., Strategien zur Elektrifizierung des Antriebsstranges, Vieweg+Teubner, Wiesbaden, 2010)

Speichersystem	Energie-träger	Energiedichte		Leistungs-dichte	Lebensdauer/ Zyklfestigkeit	Selbst-entladung	Anmerkung
		Wh/kg	Wh/l				
Kondensator	Kondensator	4	5	o	+ / ++	-	direkte E-Speicherung
Sekundärzellen	NaNiCl ₂	100		-	+ / +	-	Zebra-Zelle, ca. 300 C
	Pb-PbO ₂	20-40	50-100	+	o / o	+	preiswert, ausgereift
	Ni-Cd	40-60	100-150	+	+ / ++	-	Schnellladung, Memory, giftig
	Ni-MH	60-90	150-250	+	+ / ++	-- (+)	temp.empfindlich, kurzlebig
	Ag-Zn	80-120	150-250	++	- / -	++	bislang nur Knopfzellen
	Li-Ion		100-200	150-500	+	+ / +	+
Kraftstoff	Benzin	12700	8800	++		++	
	Diesel	11600	9700	++		++	

Legende: ++ sehr gut, + gut, o durchschnittlich, - schlecht, -- sehr schlecht

Tab. 3.2-3: Elektrische Energiespeicher (Quelle: Wallentowitz et al., Strategien zur Elektrifizierung des Antriebsstranges, Vieweg+Teubner, Wiesbaden, 2010)

Weitere Bewertungskriterien für Traktionsbatterien:

- Ladedauer
- Reichweite
- Kosten
- Sicherheit
- Toxizität

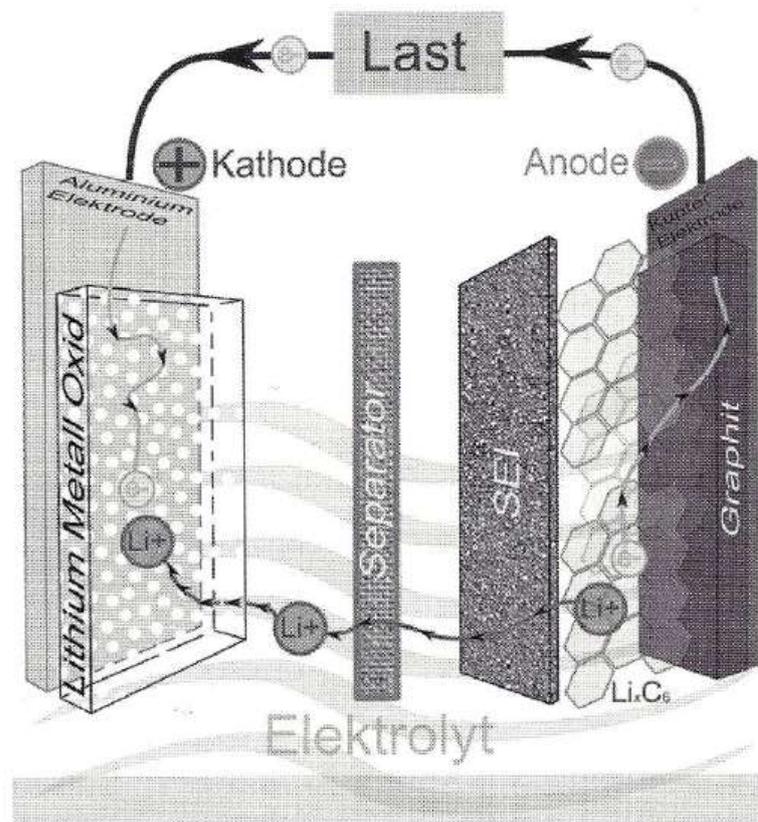


Abb. 3.2-52: Aufbau einer Li-Ionen Zelle: (Quelle: Wallentowitz et al., Strategien zur Elektrifizierung des Antriebsstranges, Vieweg+Teubner, Wiesbaden, 2010)

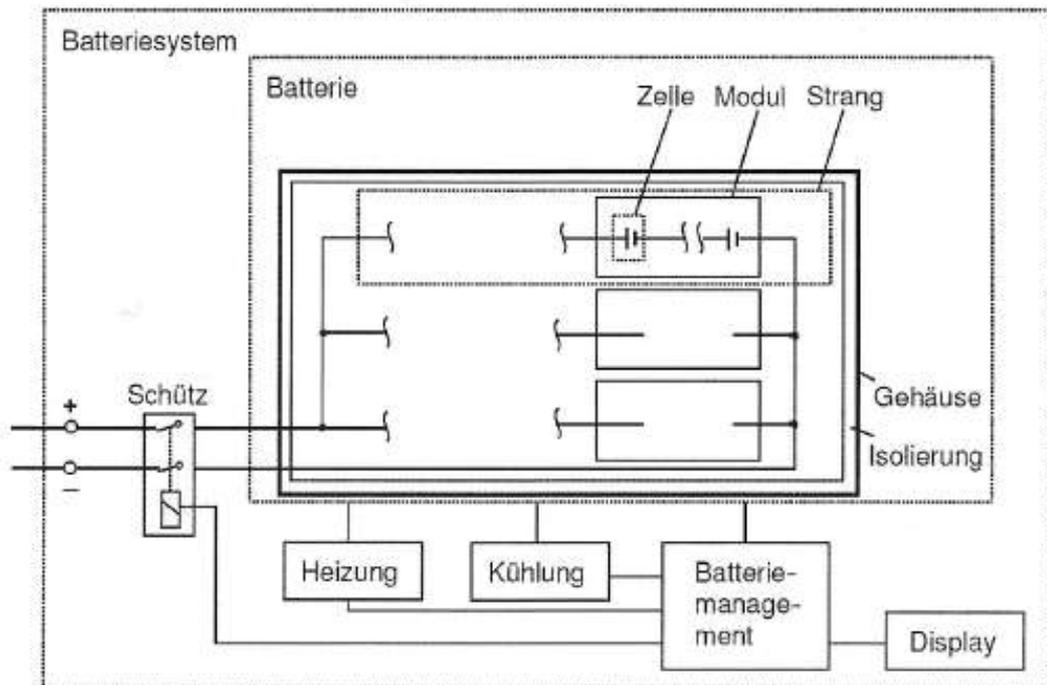


Abb. 3.2-53: Aufbau einer Traktions-Batterie (Quelle: Wallentowitz et al., Strategien zur Elektrifizierung des Antriebsstranges, Vieweg+Teubner, Wiesbaden, 2010)

Anforderungen an das Batteriesystem (Quelle: Wallentowitz 2010):

Crashsicherheit:

- Korrosionsbeständiger, crashsicheres Batteriegehäuse
- Vorrichtung zum Abblasen der Reaktionsgase im Fehlerfall
- Kontrollierte Entladereaktion der Zellen bei Zerstörung des Separators (Nageltest)

Betriebssicherheit:

- Überwachung der Zellen, automatische Abschaltung vor Überschreiten kritischer Grenzwerte
- Thermomanagement (Kaltstartverhalten)
- Überladungsschutz
- Zellausgleich

Servicesicherheit:

- Kabelkennzeichnung
- Berührungsschutz (Isolation, Stecker)
- Aufteilung in Teilbatterien mit verbindenden Sicherheitsschaltern

3.2.3.5 Solarzellen

- Potenzial:

- Sonne strahlt \perp ein, Himmel klar, Einstrahlung 1.000 W/m²
- Mittelwert Rheinebene (Tag und Nacht)

Sommer	227 W/m ²
Winter	26 W/m ²
Jahresschnitt	120 W/m ²
- Wirkungsgrad üblicher Solarzellen, je nach Typ 7 – 15 %
 (nur sehr teure Solarzellen, die in der Raumfahrt eingesetzt werden, erreichen bis zu $\eta = 30\%$)
- Leistungsausbeute ($\eta = 10\%$), Jahresschnitt 12 W/m²
- Leistungspotenzial
 auf Fzg-Grundfläche (ca. 7 m²) 84 W (d.h. 2 kWh/Tag)

- Bei zusätzlicher Batterie mit Energie ca. 2 kWh
 Fahrstrecke täglich ca. 12 km

- Beachte:

Herstellung von Solarzellen energieintensiv, hohe „Energierücklaufzeit“.

3.2.3.6 Brennstoffzelle

Elektrochemischer Energieumwandler, in elektrolytischer Zelle wird chemische Energie in elektrische Energie gewandelt.

Ständige Energiezufuhr, Energieträger Flüssigkeit oder Gas, also

- keine Entladung (wie Batterie),
- keine langwierige Aufladung (wie Akku).

- Aufbau:

Beispiel PEM – Zelle (Proton Exchange Membran oder Polymer Elektrolyt Membran)

Sandwichbauweise, vgl. Abb. 3.2-54 und Abb. 3.2-55.

- 1.) Elektrolyt: 0,1 mm starke Kunststoffmembran, protonendurchlässig, im Zentrum der Zelle angeordnet.
Auf beiden Seiten Katalysatorschicht (Platin).
- 2.) Elektroden: Graphitpapier, beidseits des Elektrolyts, gasdurchlässig.
- 3.) Bipolarplatten: Graphit, äußere Schicht der Zelle. Kanäle eingefräßt, auf einer Seite mit Wasserstoff, auf anderer mit Sauerstoff (Luft) beschickt.

- Funktion:

Zellreaktion $2 \text{H}_2 + \text{O}_2 \rightarrow 2 \text{H}_2\text{O}$ (bei 80 – 100 °C)

H_2 : An Platinkatalysator ionisiert, es entstehen Protonen (Kerne der Wasserstoffatome) und Elektronen.

- Protonen wandern durch PEM-Schicht zur gegenüberliegenden Seite.
- Protonen laden sauerstoffseitige Elektrode positiv auf (elektr. Pluspol).
- Elektronen laden wasserstoffseitige Elektrode negativ auf (elektr. Minuspol).

O_2 : O_2 nimmt die im Außenkreis geflossenen Elektronen von H_2 auf, es entstehen

- Negativ geladene Sauerstoffionen,

H_2O : H_2 -Protonen und negativ geladene Sauerstoffionen verbinden sich zu

- elektr. neutralen H_2O -Molekülen.

Verbraucher: • Protonenwanderung erzeugt Spannungsdifferenz zwischen den Elektroden,

- Zusammenfassung der Zellen (z.B. 150) zu Stacks (z.B. 25 kW).

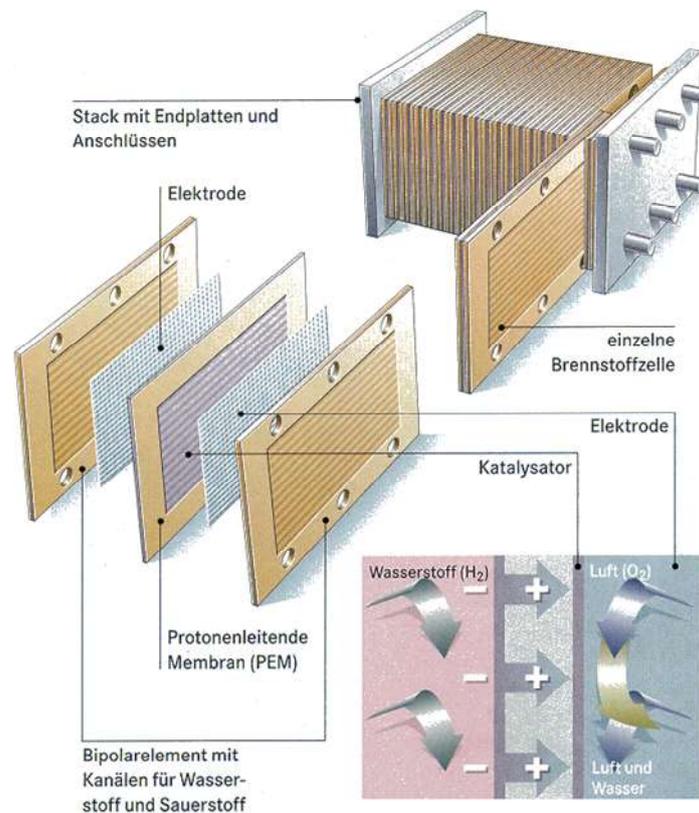


Abb. 3.2-54: Funktionsprinzip von Brennstoffzellen.

Name und internationale Abkürzung	Temperatur in Grad Celsius	Elektrolyt	Brennstoff	Wirkungsgrad in Prozent	Anwendung	Stand der Technik
Alkalische Brennstoffzelle (alkaline fuel cell, AFC)	80 bis 90	Kalilauge	Wasserstoff	50 bis 65	Transport, Raumfahrt, Schifffahrt	50 bis 100 Kilowatt im Handel, teuer
Polymer-Elektrolyt-Membran-Brennstoffzelle (PEMFC)	80 bis 90	Polymermembran (Nafion)	Wasserstoff, reformiertes Methanol oder Methan	50 bis 60	Transport, Elektro-Automobil, Raumfahrt, Schifffahrt	25 Kilowatt, hohe Leistungsdichte
Phosphorsäure Brennstoffzelle (phosphoric acid fuel cell, PAFC)	200	Phosphorsäure	Wasserstoff, reformiertes Methan	35 bis 45	1- bis 100-Megawatt Kraftwerke, 50- bis 500-Kilowatt-Blockheizkraftwerk	11-Megawatt-Kraftwerke, 50- bis 500-Kilowatt-Blockheizkraftwerk
Schmelzcarbonat-Brennstoffzelle (molten carbonate fuel cell, MCFC)	650	Calciumcarbonat	Wasserstoff, Methan	45 bis 60	1- bis 100-Megawatt Kraftwerke, 50- bis 500-Kilowatt-Blockheizkraftwerk	100-Kilowatt Prototypen
Festkeramik-Brennstoffzelle (solid oxide fuel cell, SOFC)	850 bis 1000	Zirkonoxid	Wasserstoff, Methan, Kohlegas	50 bis 60	1- bis 100-Megawatt Kraftwerke, 50- bis 500-Kilowatt-Blockheizkraftwerk	25-Kilowatt-Prototypen

Tab. 3.2-4: Typen von Brennstoffzellen.

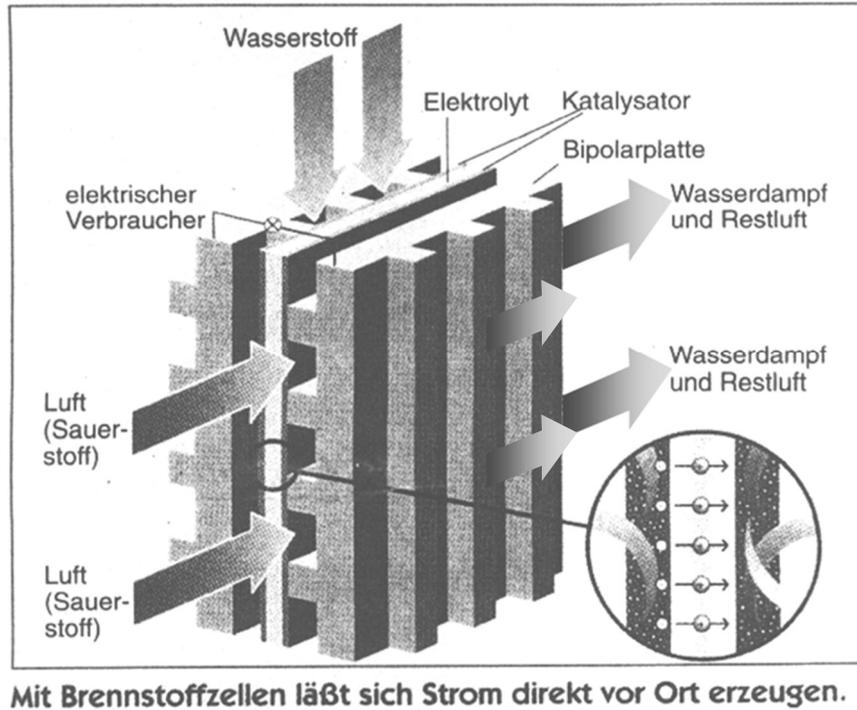


Abb. 3.2-55: Aufbau der von Daimler entwickelten PEM-Brennstoffzelle

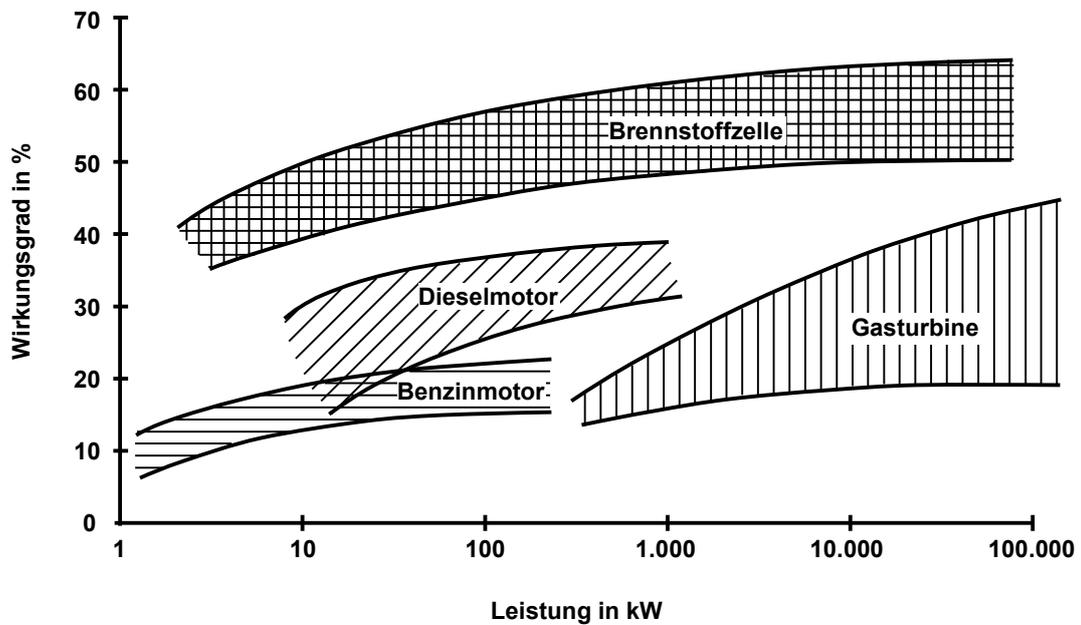


Abb. 3.2-56: Erzielbare Wirkungsgrade als Funktion der Leistung von konkurrierenden Techniken.

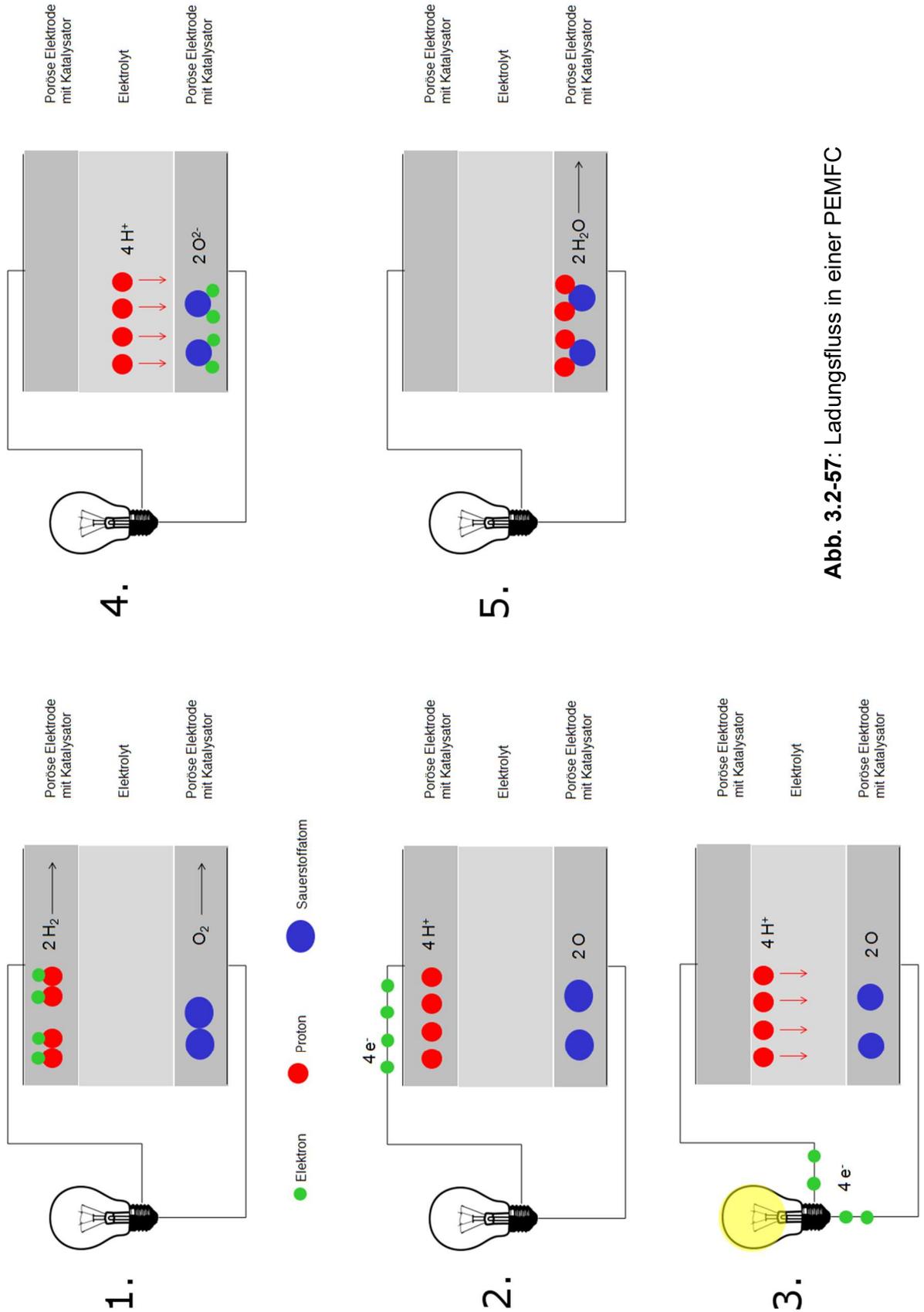


Abb. 3.2-57. Ladungsfluss in einer PEMFC

- Brennstoff:

Wasserstoff, Herstellung aus H_2O durch Elektrolyse, Energie hierfür aus

- Windenergie
- Sonnenenergie
- Nuklearstrom

Probleme bei Betankung.

Wasserstoff, Herstellung aus Methanol (CH_4O) in Reformer,

(Stand 1998, wird so in aktuellen Fzg. nicht ausgeführt)

- Reformer kann im Fahrzeug untergebracht werden,
- Betanken (flüssig bei Normaltemperatur) unkritisch,
- Energiebedarf für Reformer aus Brennstoffzelle.

Probleme:

- CH_4O aus fossilen Energieträgern (Erdgas) oder Biomasse (geschl. Kreislauf) oder aus Wasserstoff + CO_2 (unter hohem Druck und hoher Temperatur entsteht CH_4O als H_2 -Träger).
- Reformer erzeugt

CO_2	⇒	Umgebung	}	C wird wieder benötigt für CH_4O , Kreislauf geschlossen, wenn Methanol aus Biomasse.
CO	⇒	Abgasreinigung		
H_2	⇒	Brennstoffzelle		

Wasserstoff, Herstellung aus Vergasung Biomasse (Wirkungsgrad 69 -78%)

Speichermöglichkeiten: siehe Abschn. 3.21 c)

- Vorteile:

- Wirkungsgrad $\eta = 50 - 60 \%$ (Abb. 3.2-56) deutlich über heutigen Verbrennungsmotoren.
- Je nach H_2 – Herstellung (Windenergie, Sonnenenergie) keine toxischen Emissionen.

- Ergebnis:

- Derzeit aussichtsreichster alternativer Antrieb.

- NECAR 3 : A-Klasse (1998), 2-Sitzer, Abb. 3.2-58.
 2 Stacks zu je 150 PEM – Zellen,
 H_2 aus Reformer, Prozesstemperatur 280 °C.

Leistung	:	50 kW	V_{max}	:	120	km/h
Tank	:	38 ltr.	Methanol	:	ca. 400	km
		(flüssig)				

- NECAR 4 : A-Klasse (1999), 5-Sitzer, Abb. 3.2-59.
 Antrieb im Fahrzeugunterboden,
 H_2 (flüssig) aus Tank, tiefgekühlt auf ca. -250 °C.

Leistung	:	70 kW	V_{max}	:	145	km/h
Tank	:	100 ltr.	Wasserstoff	:	ca. 450	km
		(flüssig)				

- B-Klasse F-Cell: B-Klasse (2009), 5-Sitzer, Abb. 3.2-60.
Antrieb im Fahrzeugunterboden,
H₂ (gasförmig) aus Drucktank bei 70 MPa (700 bar).
Leistung : 80 kW Brennstoffzelle v_{\max} : 174 km/h
Tank : ca. 160 ltr. Wasserstoff Reichweite : ca. 400 km
- Toyota FCV : Serienproduktion: Sommer 2015, 4-Sitzer, Abb. 3.2-61.
Antrieb im Fahrzeugunterboden
H₂ aus zwei Drucktanks bei 70 MPa (700 bar).
Leistung : 100 kW v_{\max} : 170 km/h
Reichweite : 500 km

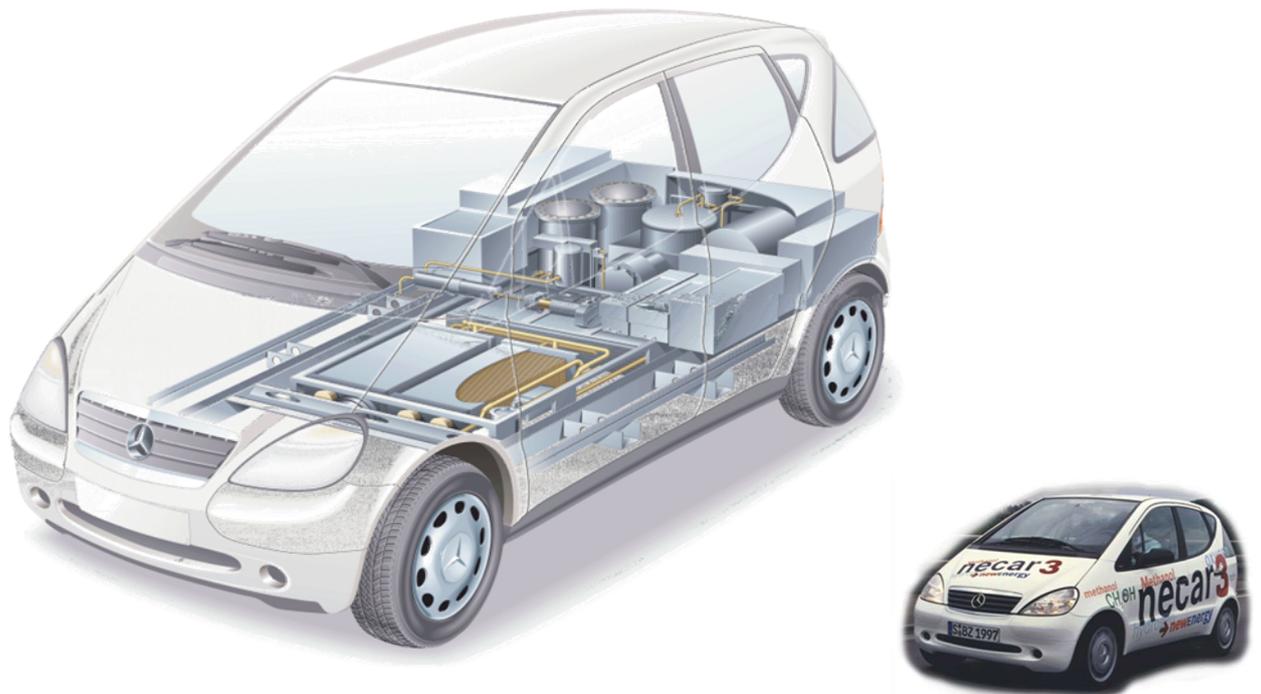


Abb. 3.2-58: Anordnung von Brennstoffzellen-Antrieb und Methanol-Reformer im NECAR 3 (Daimler-Benz, 1998).

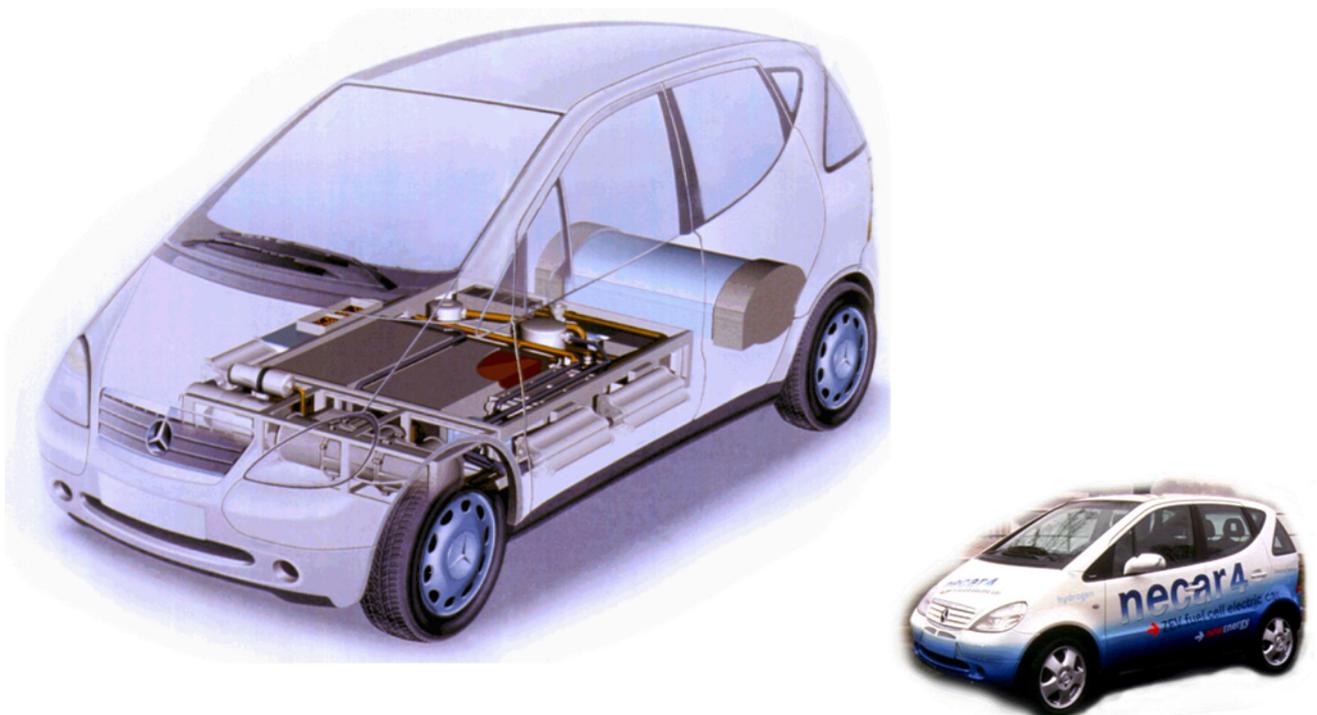


Abb. 3.2-59: Anordnung des Brennstoffzellen-Antriebs und Wasserstofftanks (Wasserstoff flüssig) im NECAR 4 (DaimlerChrysler, 1999).

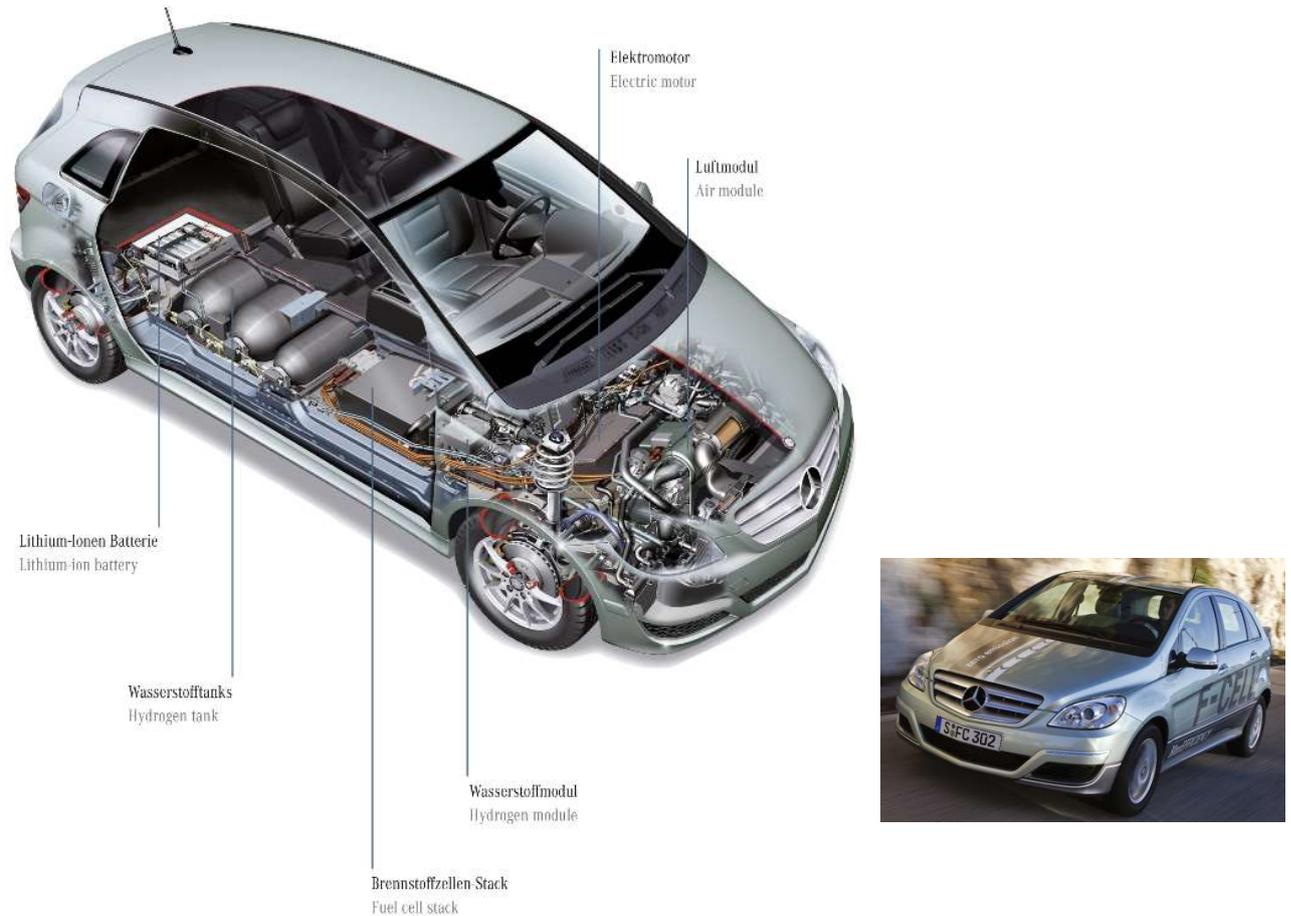


Abb. 3.2-60: Anordnung des Brennstoffzellen-Antriebs und Wasserstoff-Drucktanks (Wasserstoff gasförmig) in der B-Klasse F-Cell (Daimler, 2009).



Quelle: <http://www.automobilwoche.de/>

Abb. 3.2-61: Toyota FCV (Fuel Cell Vehicle)

3.2.4 Hybridantrieb

- Definition der UNO, 2003:
Ein „Hybridfahrzeug“ bezeichnet ein Fahrzeug, in dem mindestens zwei Energieumwandler und zwei Energiespeichersysteme (im Fahrzeug eingebaut) vorhanden sind, um das Fahrzeug anzutreiben.

- Aufbau:
Elektroantrieb mit Otto- oder Dieselmotor für größere Reichweiten.

a.) Serielles Hybridsystem: Antrieb über Elektromotor (Abb. 3.2-63)

- keine mechanische Kopplung von Verbrennungsmotor und Rädern
- Schaltgetriebe kann entfallen
- Verbrennungsmotor nur zur Stromerzeugung
- zwei leistungsstarke E-Maschinen erforderlich
- Plug-in E-Fahrzeug:
Energie aus Batterie, aufgeladen aus Netz. System günstig für Antrieb überwiegend aus Batterie. Bei Reichweitenproblem: kleiner Verbrennungsmotor (im günstigen Konstantbetrieb!) treibt Generator (\Rightarrow Range-Extender), lädt Batterie bzw. treibt Elektromotor an.

b.) Paralleles Hybridsystem: Antrieb wahlweise oder gleichzeitig (Abb. 3.2-63)

- mechanische Addition beider Antriebsquellen möglich
- Schaltgetriebe erforderlich
- in enger Anlehnung an vorhandene Antriebsstränge („Add-on“)
- ein E-Motor erforderlich
- häufig auch als Plug-in Hybrid-Fahrzeug

Bei kleinem Leistungsbedarf (z.B. Stadtverkehr):

Kleiner Elektromotor (z.B. 20 kW)

Bei größerem Leistungsbedarf oder entladener Batterie:

Verbrennungsmotor, treibt Fahrzeug und Generator (der ansonsten als Elektromotor eingesetzt wird) für Aufladung der Batterie.

Bei voller Leistung:

Elektromotor + Verbrennungsmotor (Boosten)

c.) Seriell-paralleles Hybridsystem: leistungsverzweigter Antrieb (Abb. 3.2-63)

- Aufteilung der Leistung des Verbrennungsmotors in mechanischen und elektrischen Zweig
- Summiergetriebe (Planetengetriebe) zur
 - Verzweigung mechanischer und elektrischer Leistung
 - Zusammenführung mechanischer und elektrischer Leistung
 - stufenlose Drehmoment- und Drehzahlwandlung
- zwei leistungsstarke E-Maschinen erforderlich (z.T. gegenseitige Leistungsversorgung)

Beispiel: „Hybrid Synergy Drive“ von Toyota (Tab. 3.2-8 und Abb. 3.2-64 bis Abb. 3.2-71)

Die vergrößerte Lithium-Ionen-Batterie des Plug-in-Hybriden hat gegenüber dem normalen Prius mit NiMH-Batterie den weiteren Vorteil, dass beim rekuperativen Bremsen schneller und mehr elektrische Energie gespeichert werden kann, so dass damit noch längere Etappen nur mit Elektromotor zurückgelegt werden können.

⇒ 2,7 l/100 km beim Plug-in-Hybriden gegenüber 3,0 l/100km beim Standard-Hybriden, wenn beide im Hybrid-Modus gefahren werden.

Die 50 km Reichweite im elektrischen Fahrmodus des Plug-in-Hybriden entsprechen nach Angaben von Toyota den täglichen Anforderungen von über 80 % aller Europäer.

Vorteile Hybridfahrzeug gegenüber konventionellen Fahrzeug

- Verbrauchsreduzierung
- Niedrigstemissionen bzw. streckenweise emissionsfrei
- Geräuschreduzierung
- Steigerung des Funktionskomforts
- Steigerung der Fahrleistung
- Wegfall oder Verkleinerung einzelner konventioneller Komponenten

Vorteile Hybridfahrzeug gegenüber Elektrofahrzeug

- vorhandene Infrastruktur ausreichend (jedoch nicht bei Plug-in Hybrid)
- immer verfügbar durch schnelles Nachtanken
- unbegrenzte Reichweite durch schnelles Nachtanken und vorhandenes dichtes Tankstellennetz
- hohe Fahrleistungen durch Kombination Verbrennungs- und E-Motor
- kaum Reichweiteneinbußen durch Nutzung der Fahrzeugklimatisierung

Nachteile Hybridfahrzeug

- höheres Gewicht
- höherer Komplexitätsgrad
- höherer Energieverbrauch bei der Herstellung des Fahrzeugs
- höhere Kosten

Tab. 3.2-5: Vor- und Nachteile von Hybridfahrzeugen.

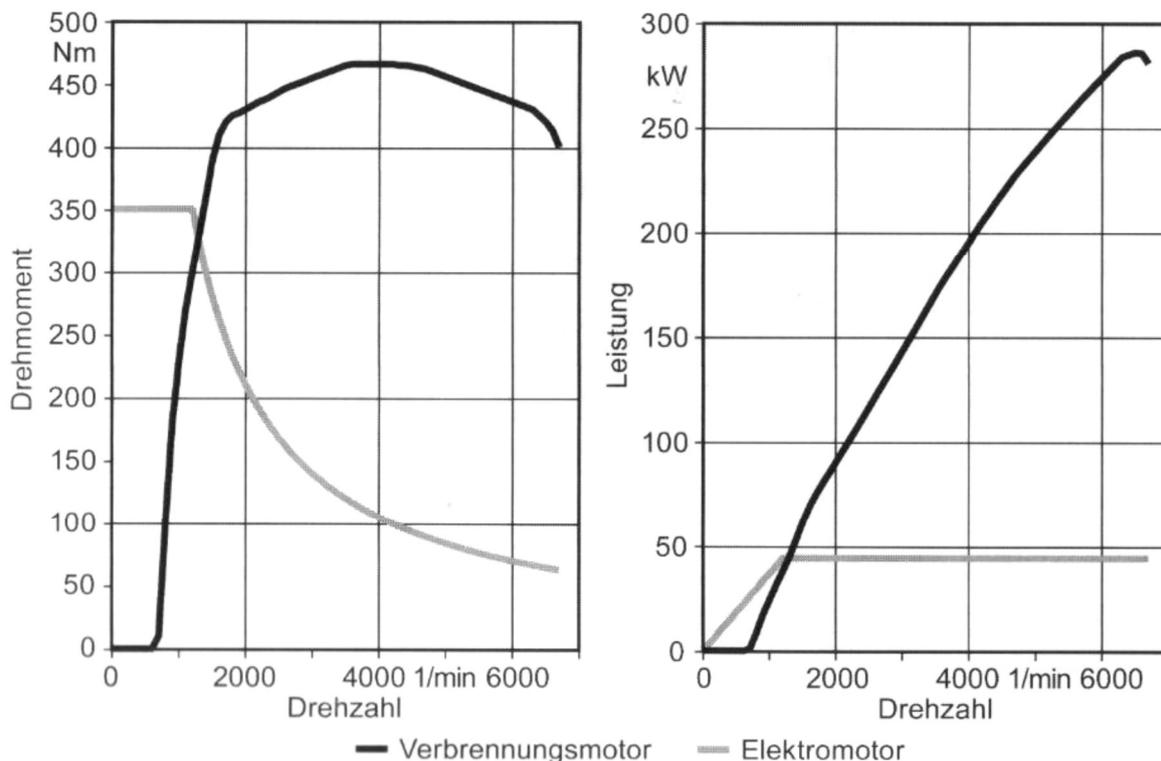


Abb. 3.2-62: Drehmoment und Leistung bei Verbrennungs- und Elektromotoren.

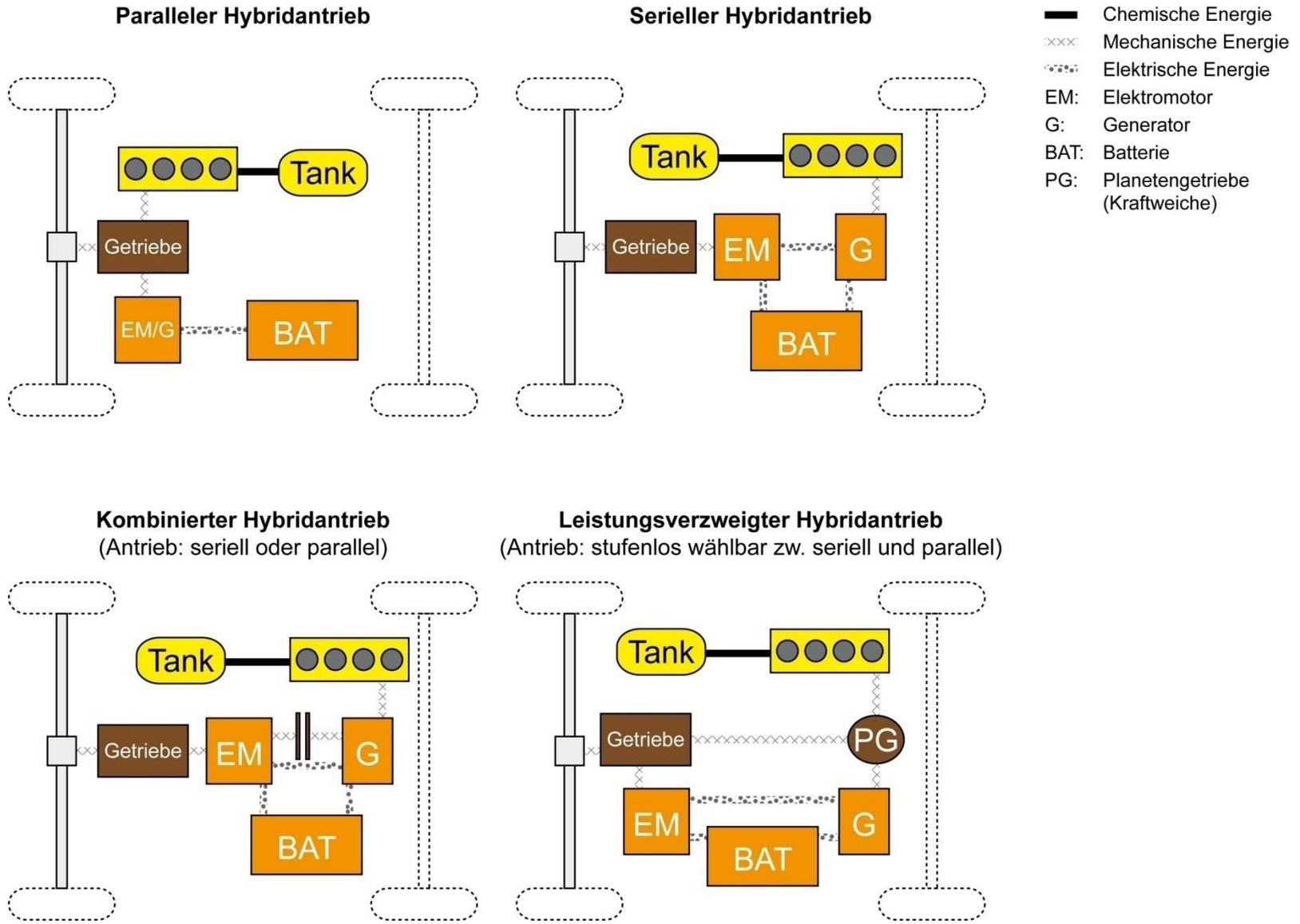


Abb. 3.2-63: Prinzipieller Aufbau verschiedener Hybrid-Systeme.

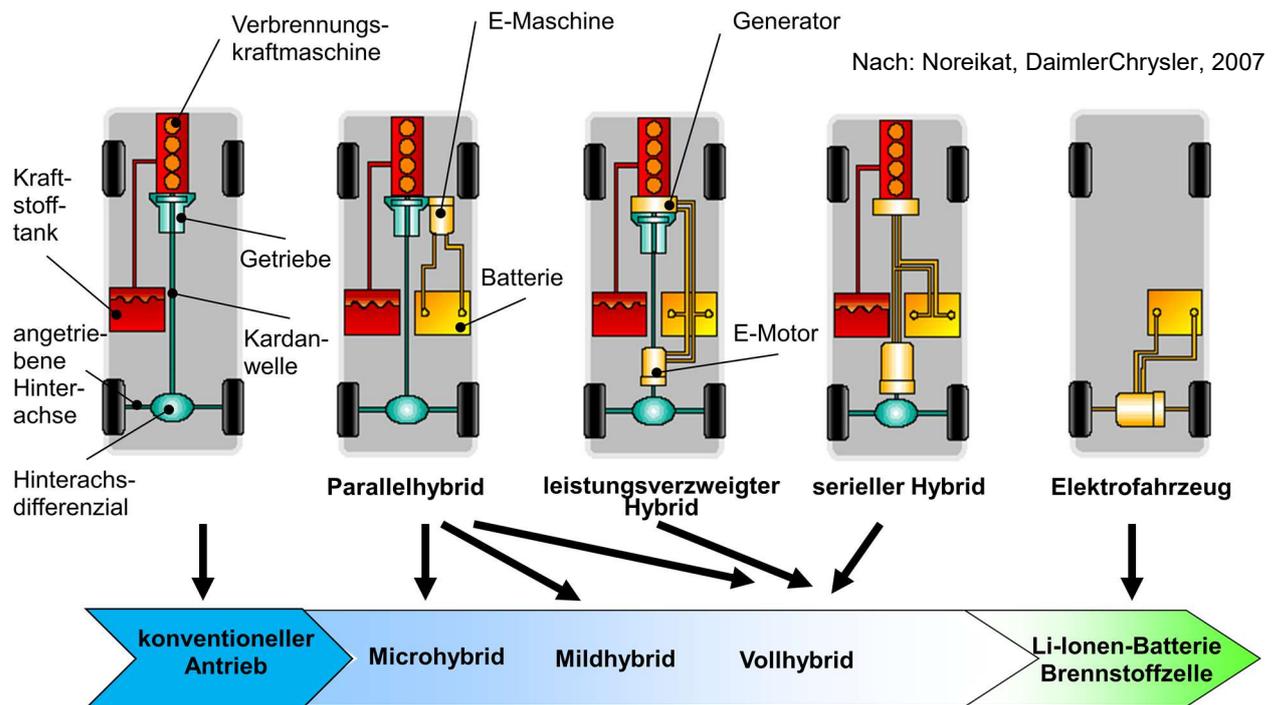


Abb. 3.2-64: Antriebskonzepte

	Mikrohybrid	Mildhybrid	Vollhybrid
Leistung E-Motor	2 – 10 kW	4 – 20 kW	> 20 kW
Drehmoment E-Motor	< 90 Nm	< 200 Nm	< 500 Nm
Spannung	14 – 42 V	≥ 42 V	100 – 650 V
Bordnetzversorgung	+	+	+
Motor-Start-Stopp	+	+	+
Rekuperation		+	+
Boosten		+	+
Elektrisches Fahren			+

Boosten: Gezielte Erhöhung der gesamten Antriebsleistung während eines begrenzten Zeitraums, z.B. Gesamte Antriebsleistung = Leistung aus Verbrennungsmotor + Leistung aus Elektromotor.

Tab. 3.2-6: Leistungsdaten der verschiedenen Hybridklassen.

Antrieb	Energiequelle	Einsatz	Segment	
Elektro	Netz + Batterie	Sport	Sportfzg.	
		Stadt	Zweirad	
			Stadtfzg., Van	 
	Range Extender BSZ / H ₂	Stadt & Region	Kompakt Bus & Versorg.fzg.	
				
				  
Hybrid	Netz+ Kraftstoff	Allzweck	Komp./Mittelkl.	
	Kraftstoff	Reise	Oberklasse	
		Sport	Sportwagen	
		Regional- transport	Leicht-Lkw	
		Langstrecke, Allzweck	Lkw , Pkw	 
Verbrenner				

Tab. 3.2-7: Aktuelle E- und Hybridfahrzeugsegmente



Hubraum	1798 ccm	
Motor	Vierzylinder-Reihenmotor, Drehstrom-Synchronmotor	
Leistung	Gesamtsystem Benzinmotor Elektromotor	
	122 PS/90 kW 98 PS/72 kW /142 Nm/4000 1/min 72 PS/53 kW /163 Nm / 650 V	
Getriebe	e-CVT-Getriebe (stufenlose Automatik), Frontantrieb	
Tankinhalt	43 Liter	
Höchstgeschwindigkeit	180 km/h	
cw-Wert	0,24	
	Standard-Hybrid	Plug-in-Hybrid
Leergewicht	1450 kg	1500 kg
0-100 km/h	10.6 sec	10.8 sec
Batterie	NiMH 1,3 kWh	Li-Ionen 8,8 kWh (140 min Ladezeit an einem 230-V-Anschluss)
Reichweite	1150 km, 10 km rein elektrisch	1200 km, 50 km rein elektrisch
Verbrauch	Hybrid-Modus: 3,0 l/100 km (Durchschnitt)	Hybrid-Modus: 2,7 l/100 km (Durchschnitt) Elektrisch+Hybrid: 1,4 l/100 km + 5,2 kWh/100 km (Durchschnitt nach EU- Messverfahren)

Tab. 3.2-8: Toyota Prius IV (2016): Hybrid Synergy Drive
Toyota Prius IV (2016): Plug-in-Hybrid Synergy Drive

Anfahren

Beim Anfahren wird das hohe Drehmoment des Elektromotors bei geringen Geschwindigkeiten genutzt

- Antrieb über Elektromotor
- Energie aus der Batterie
- Benzinmotor bleibt ausgeschaltet
- Benzinmotor läuft nur, bis er warmgelaufen ist.



Abb. 3.2-65: Toyota Prius, HYBRID SYNERGY DRIVE, Anfahren.

Niedrige bis mittlere Geschwindigkeit

Energieeffizientes Fahren mit dem Elektroantrieb

- Bei Benzinmotor kein optimaler Wirkungsgrad im niedrigen Teillastbereich
- Bei Elektromotor hier hohe Effizienz
- Daher Antrieb mit Elektromotor über gespeicherte elektrische Energie der Batterie
- Bei niedrigem Batteriestand treibt der Benzinmotor den Generator an und erzeugt Strom.



Abb. 3.2-66: Toyota Prius, HYBRID SYNERGY DRIVE, niedrige bis mittlere Geschwindigkeit.

Normaler Fahrbetrieb

Energiesparendes Fahren mit dem Benzinmotor als Hauptantrieb

- Antrieb mit Benzinmotor im höheren Geschwindigkeitsbereich
- Planetengetriebe als Kraftweiche:
 - Teilweise direkter Antrieb der Räder durch Benzinmotor
 - Teilweise Antrieb der Räder über den Pfad Generator – Steuereinheit – Elektromotor
- Dadurch Realisierung eines stufenloses Getriebes.



Abb. 3.2-67: Toyota Prius, HYBRID SYNERGY DRIVE, normaler Fahrbetrieb.

Normaler Fahrbetrieb / Aufladen der Batterie

Aufladen der Batterie mit überschüssiger Energie

- Optimale Auslastung des Benzinmotors
- Entstehender Leistungsüberschuss wird in elektrische Leistung umgewandelt
- Speicherung in Batterie

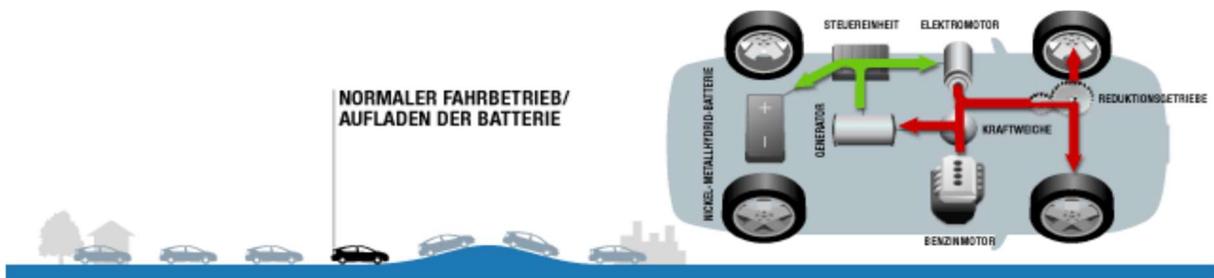


Abb. 3.2-68: Toyota Prius, HYBRID SYNERGY DRIVE, Aufladen der Batterie.

Volle Leistung

Mehr Kraft am Berg und beim Überholen

- Bei Bedarf speist die Batterie zusätzliche Energie in das System
- Dadurch zusätzliche Leistung für Elektroantrieb
- Durch Kombination von Benzin- und Elektromotor Beschleunigung wie bei einem Fahrzeug der nächst höheren Klasse



Abb. 3.2-69: Toyota Prius, HYBRID SYNERGY DRIVE, Full Acceleration.

Abbremsung / Rückgewinnung von Energie

Rückgewinnung der Energie beim Bremsen

- Beim Verzögern wirkt Elektromotor als Generator
- Kinetische Energie des Fahrzeugs wird in elektrische Energie gewandelt
- Speicherung in Batterie

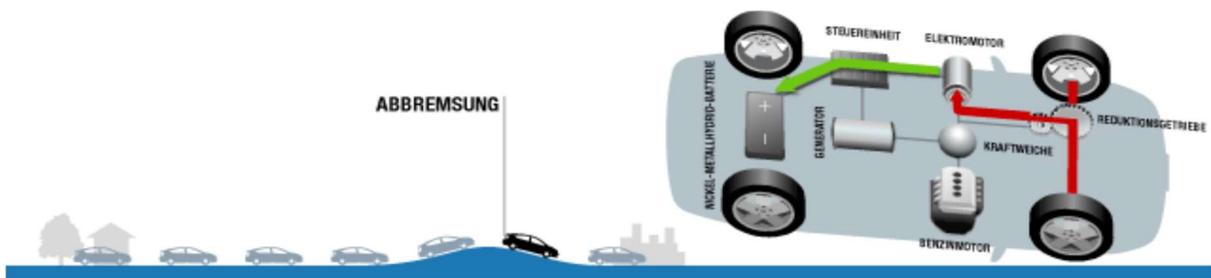


Abb. 3.2-70: Toyota Prius, HYBRID SYNERGY DRIVE, Rückgewinnung von Energie.

Im Stillstand

Alle Antriebselemente ausgeschaltet

- Benzin- und Elektromotor sowie Generator automatisch ausgeschaltet
- Kein Energieverlust im Leerlauf
- Bei niedrigem Ladestand der Batterie und bei Betrieb der Klimaanlage läuft der Benzinmotor (in manchen Fällen) weiter, um die Batterie aufzuladen.

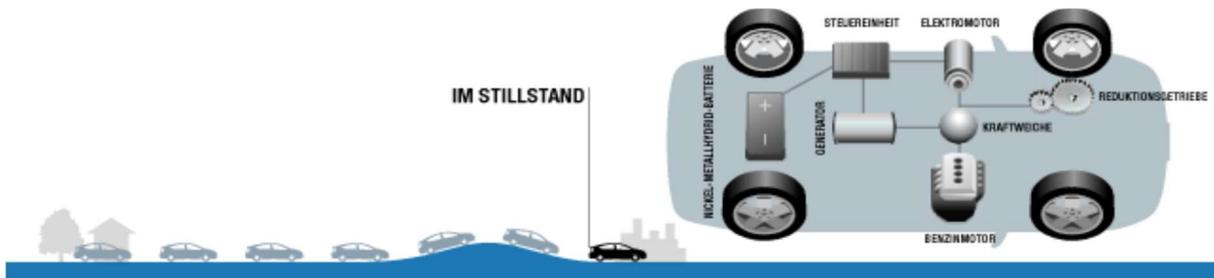


Abb. 3.2-71: Toyota Prius, HYBRID SYNERGY DRIVE, Stillstand.

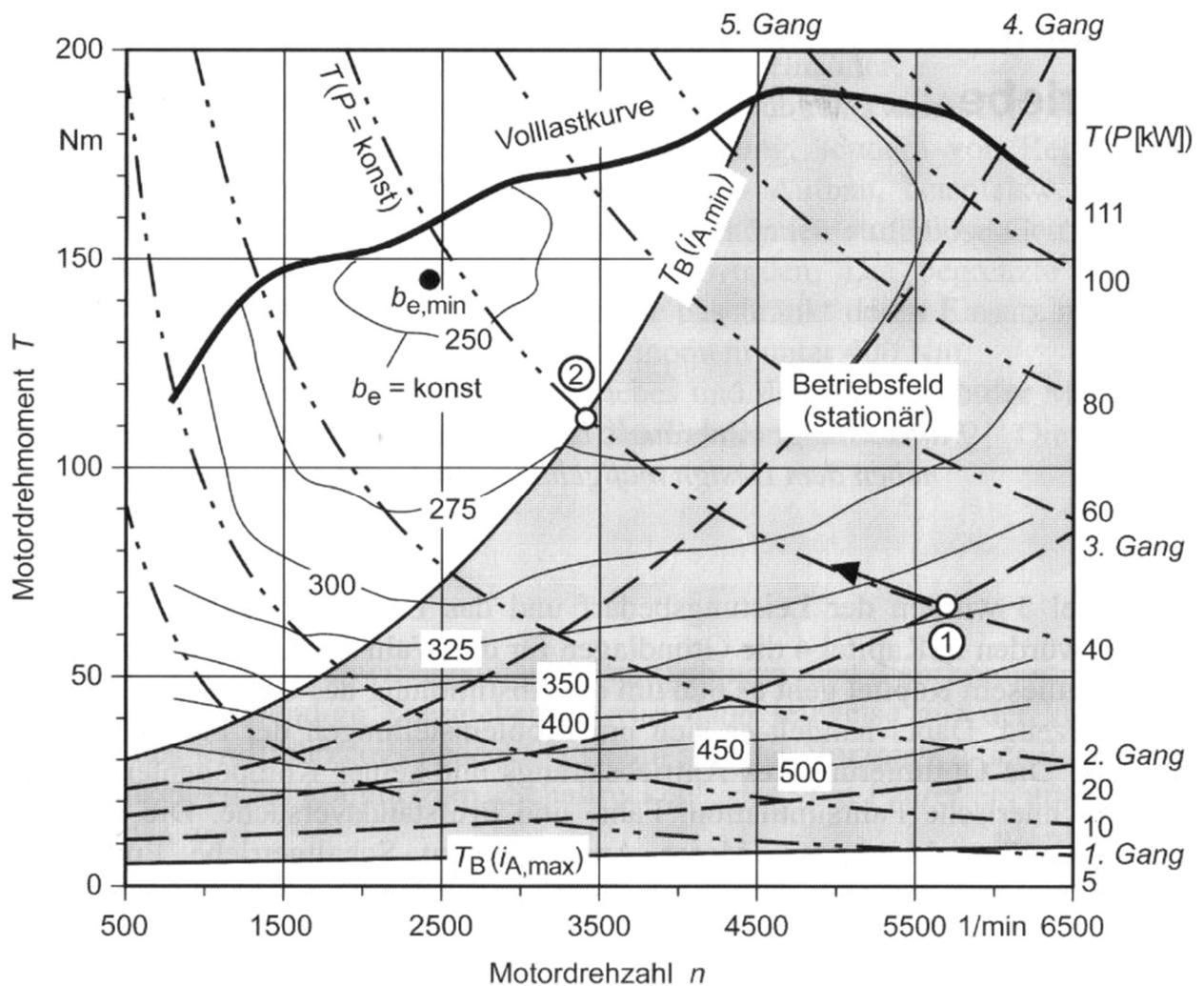
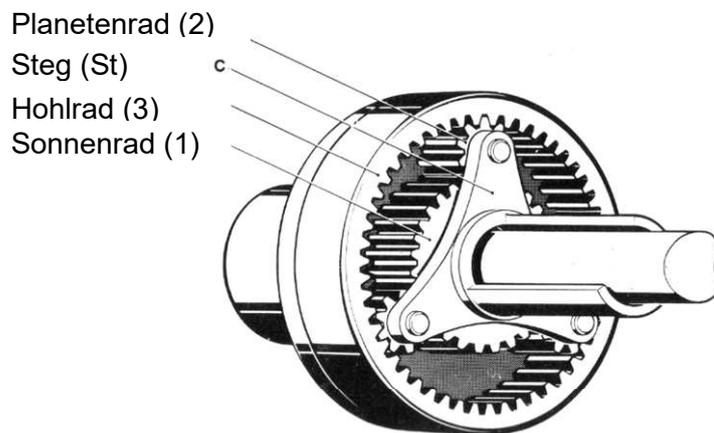


Abb. 3.2-72: Motorkennfeld.



- z.B. (Toyota Prius):
- Hohlrads: Räder (über Achsgetriebe) und E-Motor (über Reduziergetriebe)
 - Steg: Verbrennungsmotor
 - Sonnenrad : Generator

Abb. 3.2-73: Planetengetriebe zur Verwendung als Kraftweiche.

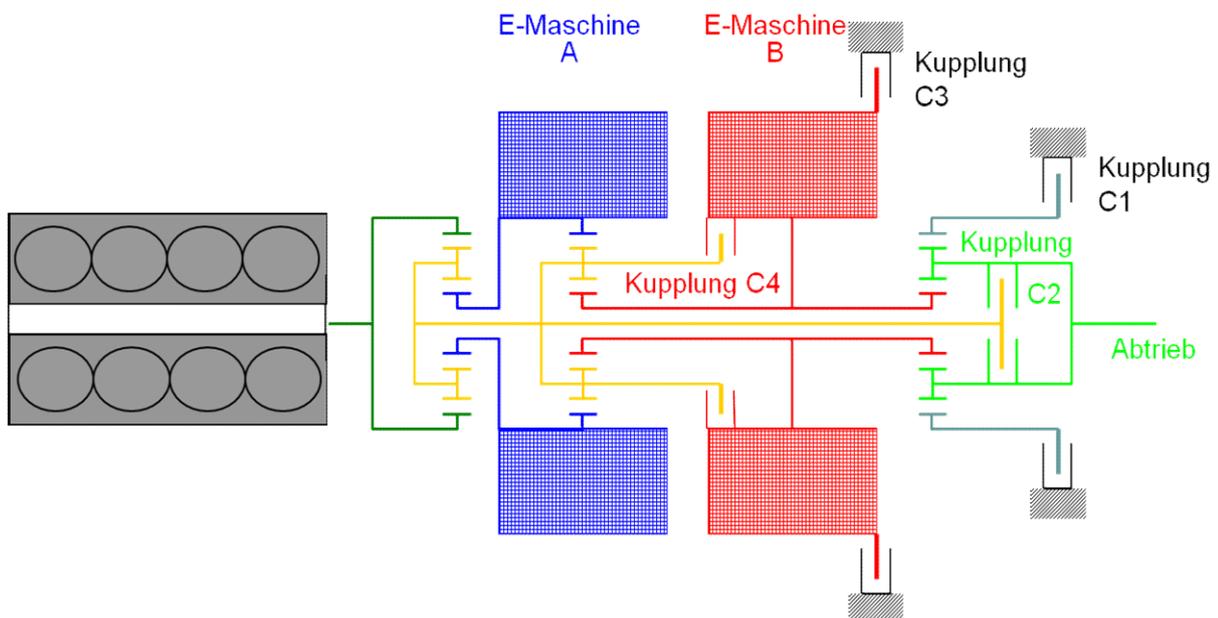


Abb. 3.2-74: Two-Mode Topologie.



Quelle: General Motors, 2016

Abb. 3.2-75: DHT (Dedicated Hybrid Transmission)

4. Kennungswandler

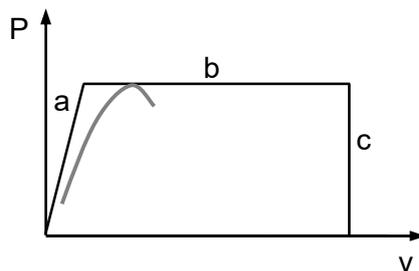
Kennung eines Verbrennungsmotors:

$$M_{\text{Eng}} = f(n_{\text{Eng}})$$

Ungeeignet für Betrieb eines Kfz, siehe Abb. 4.1-1 und Fahrzustandsdiagramm (Abschnitt 2.16). Daher Kennungswandlung zwischen Motor und Antriebsrädern, siehe Abb. 4.1-2.

Ideale Kennungswandlung:

- a.) Volllast: Bei jeder Fahrgeschwindigkeit v steht max. Motorleistung zur Verfügung, d.h. Motor läuft bei Volllast unabhängig von v stets mit Nenndrehzahl.



— Bedarfskennlinie bei Volllast

a.) Rutschgrenze ($P = F_{D,\text{limit}} \cdot v$)

b.) Max. Leistung

c.) Max. Geschwindigkeit

— Tatsächliche Kennung eines Verbrennungsmotors, je nach Übersetzung.

Lösung: Stufenloses Getriebe.

- b.) Teillast: Übersetzung stellt sich so ein, dass Motor bei optimaler Drehzahl, z.B. im Hinblick auf Verbrauch und Emission.

Lösung: Elektronisch geregeltes, stufenloses Getriebe.

Unterscheide nach Art der Kennungswandlung:

Drehzahlwandler:

Kupplungen, mechanisch oder hydraulisch, $M_i = M_o$

Drehzahl-Drehmomentwandler:

Getriebe, mechanisch oder hydraulisch.

4.1 Kupplungen

Unterscheide Haupt- und Schaltkupplungen.

Hauptkupplung (im Antriebsstrang):

- Zwischen Motor und Schaltgetriebe, dient als
 - Anfahrkupplung (Drehzahllücke bis zu unterer Lastdrehzahl) sowie als
 - Lasttrennkupplung (Gangwechsel bei mech. Getriebe, z.B. Handschaltgetriebe).
- Allradantrieb für Zuschaltung einer Antriebsachse.

Schaltkupplung (in Getriebebeschaltung):

Schalten in Zahnradgetrieben (Handschaltgetriebe, Zahnradstufen in Getriebeautomat).

Nachfolgend: Hauptkupplungen (Schaltkupplungen siehe Getriebe)

Bauarten: Kraftschlüssige Reibungskupplungen, Strömungs- und Viskokupplungen.

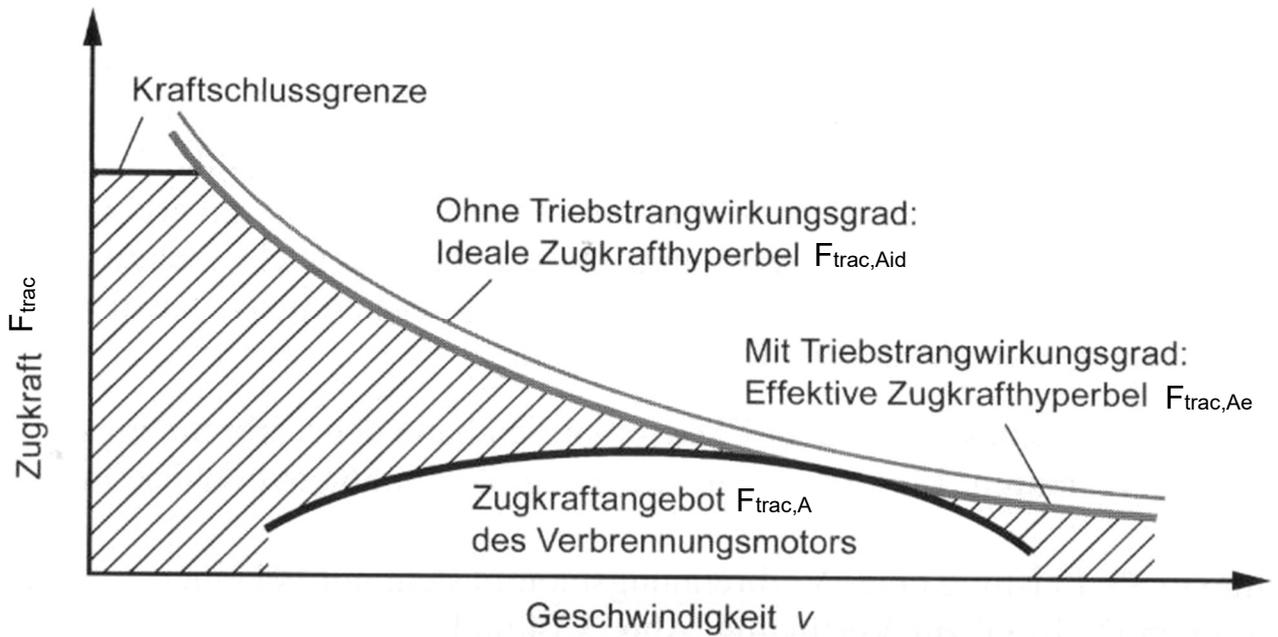


Abb. 4.1-1: Sekundärkennfeld von Verbrennungsmotor ohne Kennungswandler.

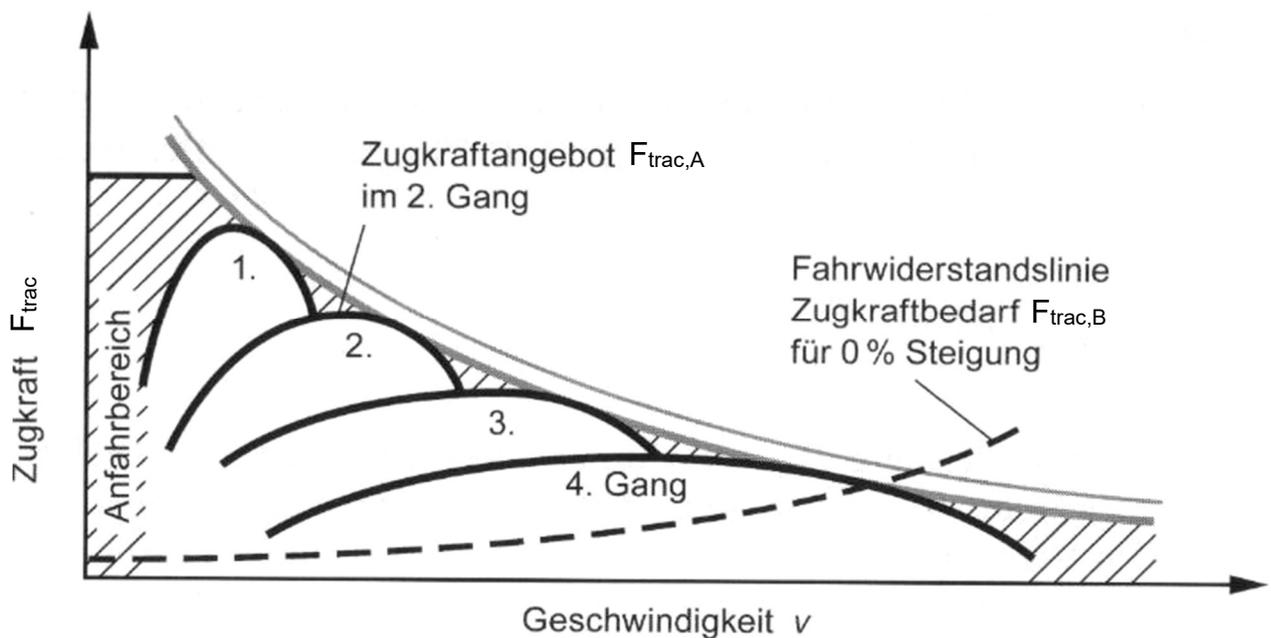
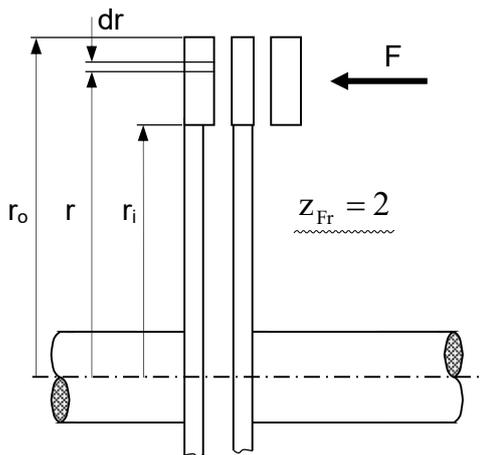


Abb. 4.1-2: Sekundärkennfeld von Verbrennungsmotor mit Kennungswandler.

4.1.1. Reibungskupplungen

Übliche Hauptkupplung, Kupplungskraft F drückt Kupplungsscheiben zusammen, M_C durch Reibung übertragen, siehe Abb. 4.1-3.

Berechnung des Kupplungsmoments M_K



Kupplungsmoment:

$$dM_C = \underbrace{r \cdot \mu \cdot p \cdot 2 \cdot r \cdot \pi \cdot dr}_{\text{Kraft}} \cdot z_{Fr}$$

worin Anpressdruck p :

$$p = \frac{F}{r_o^2 - r_i^2} \cdot \frac{1}{\pi}$$

Nach Integration über r folgt für z_{Fr} Reibflächen

$$M_C = \mu \cdot F \cdot r_m \cdot z_{Fr} \quad [\text{Nm}]$$

worin

μ [-] = Gleit- oder Haftreibungwert

F [N] = Kupplungskraft

r_m [m] = $\frac{2}{3} \cdot \frac{r_a^3 - r_i^3}{r_a^2 - r_i^2} \approx \frac{r_a + r_i}{2}$ = mittlerer Radius

z_{Fr} [-] = Zahl der Reibpaarungen

Reibwerte:

Kupplungsart	Beläge	μ_G	μ_H
Trocken	GG / Reibbelag	0,2 bis 0,3	0,4 bis 0,6
Öl (nasse Kupplung)	GG / Reibbelag	0,1	0,2
	GG / GG	0,05	0,1

GG = Grauguss

Kupplungskraft:

Kriterium ist Anpressdruck p

$$p = \frac{F}{r_o^2 - r_i^2} \cdot \frac{1}{\pi}$$

Leichte Fahrzeuge (Pkw)

Trockenkupplung $p \leq 20 \text{ N/cm}^2$

Schwere Fahrzeuge (Lkw)

Trockenkupplung $p \leq 8 \text{ N/cm}^2$

Nasskupplung $p \leq 5 \text{ N/cm}^2$

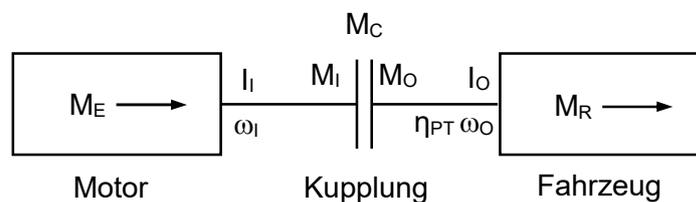
Dimensionierung der Kupplung auf

$$M_{C \max} \approx 1,5 \cdot M_{E, \max}$$

$$r_i / r_o = 0,6 \text{ bis } 0,7$$

Auslegung einer Kupplung jedoch nicht nur nach zu übertragendem Moment, sondern auch nach thermischer Belastung (Erhitzung durch Anfahr- und Schaltvorgänge). Im Folgenden wird daher der Ablauf eines Kuppelvorganges beim Anfahren betrachtet.

- Überbrückung Drehzahlbereich 0 bis Leerlaufdrehzahl: Kupplung



- Eingangsmoment stützt sich auf Ausgangsmoment ab

$$\rightarrow M_I = M_O = M_C$$

(es kann kein höheres Eingangsmoment eingeleitet werden, als Ausgangsmoment aufgenommen wird)

\rightarrow Kupplung ist kein Drehmomentwandler!

- Eingangsseitig bzgl. Kupplung:

Motormoment M_E wird benötigt für:

- Beschleunigung Drehträgheit Motor $I_I \cdot \dot{\omega}_I$
- Kupplungsmoment M_C
- Motorverluste sind schon in M_E berücksichtigt.

$$\hookrightarrow M_E = I_I \cdot \dot{\omega}_I + M_C \quad \rightarrow \quad \dot{\omega}_I = \frac{M_E - M_C}{I_I}$$

↳ Wenn Kupplung offen, ist $M_C = 0$, Motor läuft bei konst. Drehzahl momentfrei.

- Ausgangsseitig bzgl. Kupplung

Kupplungsmoment M_C wird benötigt für:

- Beschleunigung der Drehträgeit und der translatorischen Trägheit von Antriebsstrang und Fahrzeug → zusammengefasst zu J_O
- Restmoment M_R zur Überwindung der verbleibenden Fahrwiderstände F_{RR} , F_{Rin} und F_{RAir} (an den Rädern: $M_{R(Wheels)}$)
- Überwindung des Triebwerkwiderstandes (Verluste im Antriebsstrag, siehe Abschnitt 2.11) → Berücksichtigung durch η_{PT}

↳ $\eta_{PT} \cdot M_C = I_O \cdot \dot{\omega}_O + M_R \rightarrow \dot{\omega}_O = \frac{\eta_{PT} \cdot M_C - M_R}{I_O}$

- Unter der Annahme

M_E = Motormoment = konst.

M_C = konst. (während des Einkuppelvorganges)

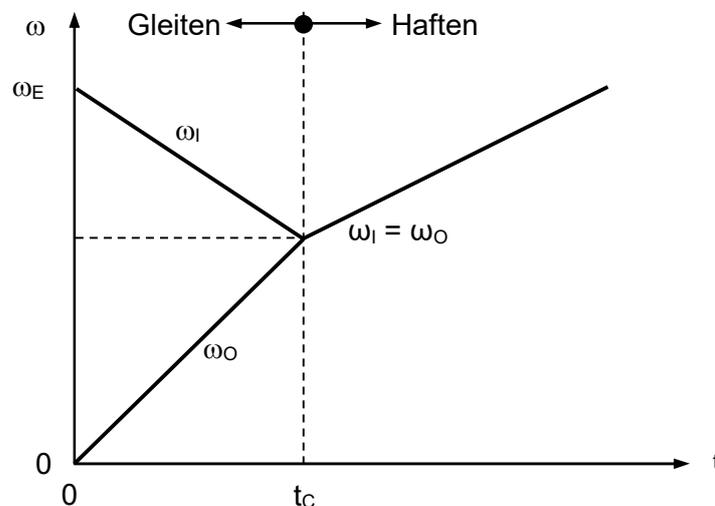
M_R = konst.

gilt für die Beschleunigung der Trägheiten und für die Drehwinkelgeschwindigkeiten

$$\dot{\omega}_I = \frac{M_E - M_C}{I_I} = \text{konst. und } \leq 0 \quad \rightarrow \quad \omega_I = \dot{\omega}_I \cdot t + \omega_{I,0} = \frac{M_E - M_C}{I_I} \cdot t + \underbrace{\omega_{I,0}}_{\omega_E}$$

weil $\dot{\omega}$ konst.

$$\dot{\omega}_O = \frac{\eta_{PT} \cdot M_C - M_R}{I_O} = \text{konst. und } \geq 0 \quad \rightarrow \quad \omega_O = \dot{\omega}_O \cdot t + \omega_{O,0} = \frac{\eta_{PT} \cdot M_C - M_R}{I_O} \cdot t + \underbrace{\omega_{O,0}}_{= 0}$$



Wärme durch Reibung:

Eingangsleistung: $P_I = M_C \cdot \omega_I$

Ausgangsleistung: $P_O = M_C \cdot \omega_O$

Verlustleistung: $\Delta P = P_I - P_O = M_C \cdot (\omega_I - \omega_O)$

Wärmeenergie: $dE_C = \Delta P \cdot dt$

$$E_C = \int_0^{t_C} \Delta P \cdot dt$$

$$= M_C \cdot \int_0^{t_C} (\omega_I - \omega_O) \cdot dt, \text{ falls } M_C = \text{konst.}$$

$$= M_C \cdot \int_0^{t_C} (\dot{\omega}_I \cdot t + \omega_E - \dot{\omega}_O \cdot t) \cdot dt$$

$$= M_C \cdot \int_0^{t_C} \{(\dot{\omega}_I - \dot{\omega}_O) \cdot t + \omega_E\} \cdot dt$$

$$= M_C \cdot \left[\frac{1}{2} \cdot (\dot{\omega}_I - \dot{\omega}_O) \cdot t^2 + \omega_E \cdot t \right]_0^{t_C}$$

Kupplungszeit t_C :

Ab $t = t_C$ gilt: $\omega_I = \omega_O$

Also: $\dot{\omega}_I \cdot t_C + \omega_E = \dot{\omega}_O \cdot t_C$

$$\rightarrow t_C = \frac{\omega_E}{\dot{\omega}_O - \dot{\omega}_I}$$

Damit Wärmeenergie in Kupplung:

$$E_C = M_C \cdot \left[-\frac{1}{2} \cdot (\dot{\omega}_O - \dot{\omega}_I) \cdot t^2 + \omega_E \cdot t \right]_0^{t_C}$$

$$= M_C \cdot \left(-\frac{1}{2} \frac{\omega_E^2}{\dot{\omega}_O - \dot{\omega}_I} + \frac{\omega_E^2}{\dot{\omega}_O - \dot{\omega}_I} \right)$$

$$E_C = \frac{1}{2} M_C \cdot \frac{\omega_E^2}{\dot{\omega}_O - \dot{\omega}_I}$$

Wärmeenergie ausdrücken durch Bedienungsgrößen am Fahrzeug, Fahrzeugparameter und Fahrwiderstände:

Dazu (zur Vereinfachung) $\omega_I = \text{konst.}$, also $\dot{\omega}_I = 0$,
(also $P_I = \text{konst.}$)

Wegen $\dot{\omega}_I = \frac{M_E - M_C}{I_I}$ folgt $M_E = M_C$

$$\rightarrow E_C = \frac{1}{2} M_C \cdot \frac{\omega_E^2}{\dot{\omega}_0}, \text{ mit } \dot{\omega}_0 = \frac{\eta_{PT} \cdot M_C - M_R}{I_O}$$

$$\rightarrow E_C = \frac{1}{2} M_C \cdot I_O \cdot \frac{\omega_E^2}{\eta_{PT} \cdot M_C - M_R}$$

$M_{R(\text{Wheels})}$ = Restmoment an den Rädern, wird zur Überwindung der Fahrwiderstände F_{RR} , F_{RAir} und F_{RIIn} benutzt (nicht am Kupplungsausgang)

$$= (F_{RR} + \underbrace{F_{RAir}} + F_{RIIn}) \cdot r_{dyn}$$

≈ 0 beim Anfahren

$$\approx (F_G \cdot \cos \alpha + f_{RR} + F_G \cdot \sin \alpha_{In}) \cdot r_{dyn}$$

$$= i_G \cdot i_D \cdot \underbrace{M_R}_{\text{Restmoment am Kupplungsausgang}}$$

Für α_{In} klein, gilt $\cos \alpha_{In} \approx 1$

$$\rightarrow E_C = \frac{1}{2} M_C \cdot I_O \cdot \frac{\omega_E^2}{\eta_{PT} \cdot M_C - \frac{1}{i_G \cdot i_D} \cdot (f_{RR} + \sin \alpha_{In}) \cdot F_G \cdot r_{dyn}}$$

Also:

E_C nimmt ab, wenn	Erläuterung
M_C größer wird	da Einkuppelzeit t_k abnimmt
I_O kleiner wird	leichtes Auto
ω_E kleiner wird	beim Anfahren mit niedriger Motordrehzahl
f_{RR} kleiner wird	bei kleinen Rollwiderständen
α_{In} kleiner wird	beim Anfahren bei geringerer Steigung
$i_G \cdot i_D$ größer wird	bei großer Untersetzung, also kleiner Gang

Zahlenbeispiel für Anfahrverluste:

PKW: 2 t, $f_{RR} \approx 0$, $\alpha_{In} \approx 0$, $\eta_{PT} \approx 0,9$

1. Gang ($\omega_E \approx 1000$ 1/min) : $t_C = 0,6$ s , $E_C \approx 7$ kJ

2. Gang ($\omega_E \approx 2000$ 1/min) : $t_C = 3$ s , $E_C \approx 70$ kJ

LKW: 20 t, $f_{RR} \approx 0$, $\alpha_{In} \approx 0$, $\eta_{PT} \approx 0,9$

1. Gang ($\omega_E \approx 1000$ 1/min) : $t_c = 0,5$ s , $E_c \approx 11$ kJ

2. Gang ($\omega_E \approx 1500$ 1/min) : $t_c = 2,2$ s , $E_c \approx 74$ kJ

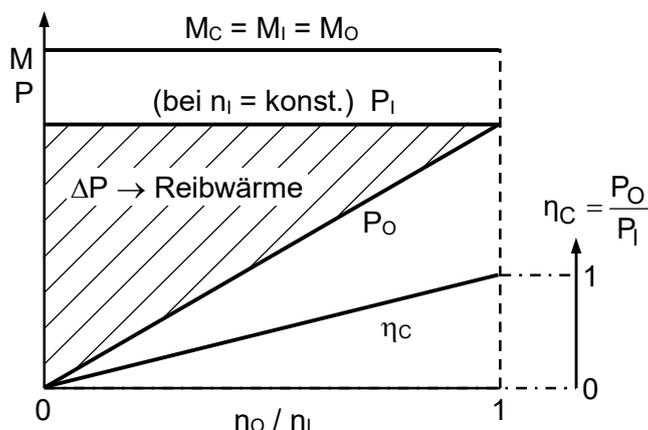
→ Anfahrang (1. Gang) auch aus energetischen Gründen sinnvoll.

Zum Vergleich: Benzin: 32 MJ/l

Verbrennungskraftmaschine: $\eta_{Eng} \approx 0,2$ → 6 MJ/l

→ Anfahren verbrennt 1...10 ml Sprit

- hoher Energieverbrauch an der Kupplung während des Einkuppelns (Gleiten), ebenso viel wie zum Beschleunigen der trägen Massen beim Anfahren.
- In der ABE (allgemeine Betriebserlaubnis) geforderte Höchstleistung:
5 Anfahrten in 5 Minuten an 12% Steigung mit zulässigem Gesamtgewicht des Fahrzeugs
- Temperaturunterschied zwischen Reibseite und Rückseite von Anpressplatte und Schwungrad
→ konische Verformung → Verringerung der wirksamen Reibfläche
- Außerdem „Fading“ : Abnahme μ mit steigender Temperatur



Über Pedal bestimmte Kraft eingestellt und konstant gehalten.

- d.h. ca. Hälfte der Leistung geht in der Kupplung in Wärme über (genauer: über die Hälfte),
- ca. Hälfte wird zum Beschleunigen des Fahrzeugs aufgewendet.

Richtwerte für Belastbarkeit:

- Anfahren in Ebene

$$\frac{E_C}{\text{Reibfläche}} \leq 36 \text{ Nm/cm}^2 \quad (\text{Dauerbetriebsgrenze, Verschleißgrenze})$$

- Anfahren am Berg

$$\frac{E_C}{\text{Reibfläche}} \leq 300 \text{ Nm/cm}^2 \quad (\text{Überlastgrenze, therm. Grenze})$$

Bauarten heutiger Reibungskupplungen:

Anfahren, Lasttrennung zum Schalten:

- Trockene Einscheiben- (Pkw) oder Mehrscheibenkupplung (Lkw)
- Nasse Mehrscheibenkupplung (z.B. stufenl. Getriebeautomat, Doppelkupplungsgetriebe)

Kupplungsscheibe von Anpressplatte über Federn auf Druckplatte (am Schwungrad) gepresst, Abb. 4.1-3.

Kupplungskraft:

Erzeugt durch

- mehrere Schraubenfedern am Umfang, Abb. 4.1-6.
- zentrale Schraubenfeder, Nachteil Anpresskraft = f(Belagverschleiß)
- zentrale Tellerfeder (Membranfeder), Abb. 4.1-7 bis Abb. 4.1-11.

Sehr gut geeignet für Pkw, da

- unempfindlich gegen hohe Drehzahlen
- Anpresskraft F innerhalb des zulässigen Belagverschleißes nur gering von Verschleiß abhängig. Nach Erreichen der Verschleißgrenze starker Abfall \Rightarrow Durchrutschen der Kupplung als Fahrerinformation über notwendigen Austausch, Abb. 4.1-12.
- Ausrückkraft rel. klein durch Hebelwirkung.

Problem: Einhaltung best. Federkennlinie verlangt hohe Fertigungsgenauigkeit.

Kupplungsscheibe:

Einfachste Form: Starre Scheibe, außen Beläge, innen Nabe mit Keilwellenprofil.

Nachteile:

- Ungleiches Tragen bei Dickenunterschieden der Beläge !
- Ungleichförmigkeitsgrad des Motors und Drehschwingungen der Kurbelwelle ungehindert in Antriebsstrang !

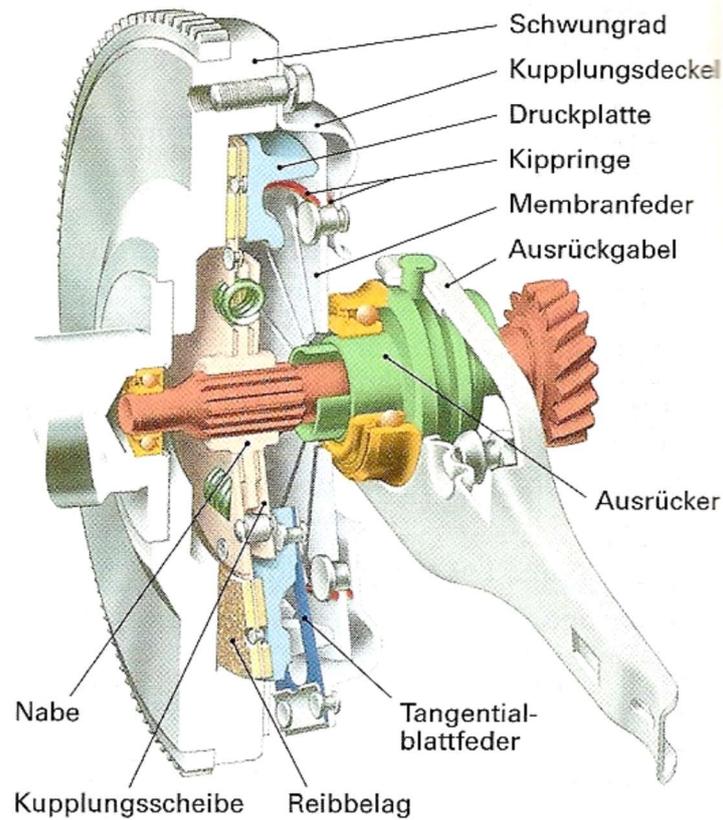


Abb. 4.1-3: Aufbau einer Trockenkupplung.

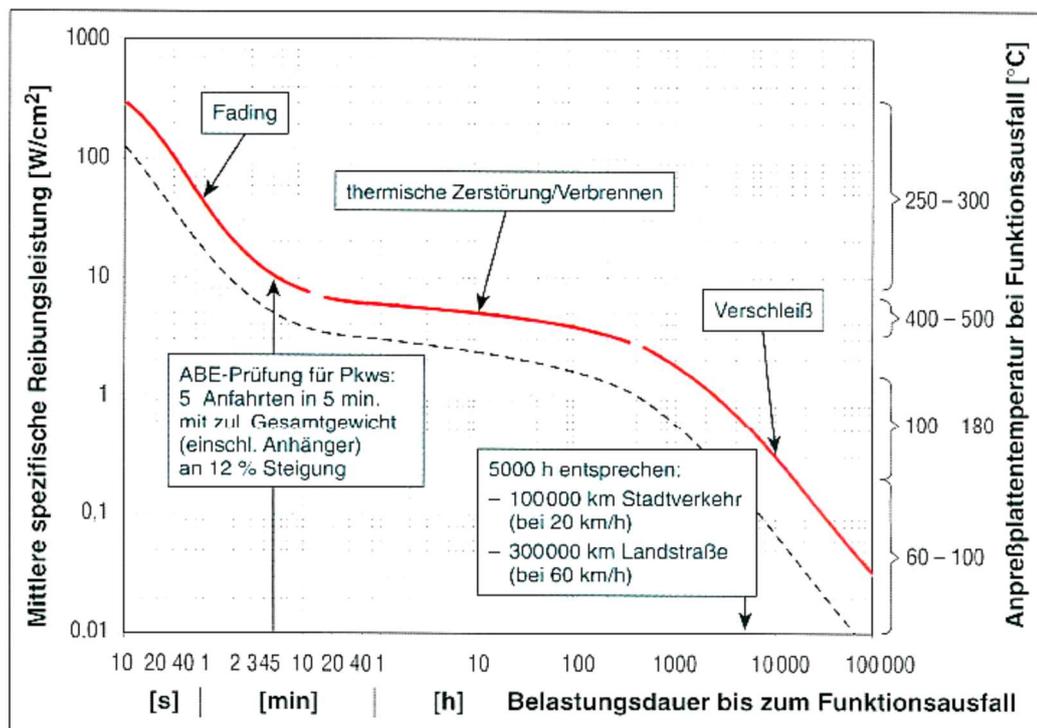


Abb. 4.1-4: Allgemeine Gebrauchsdauer einer Trockenkupplung.

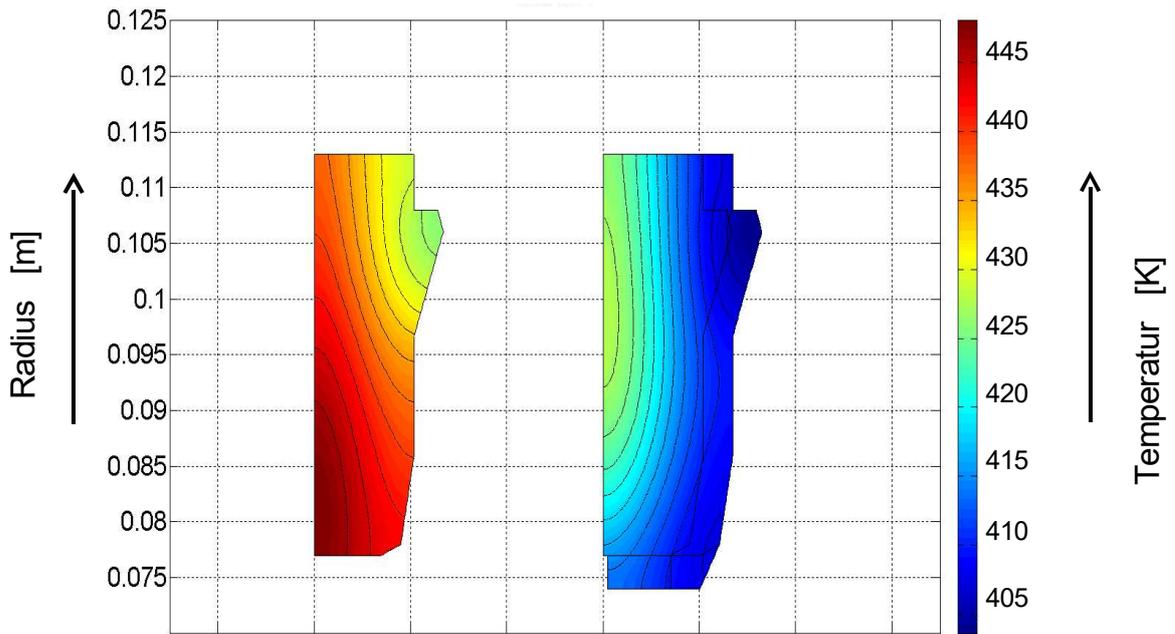


Abb. 4.1-5: Thermisches Verhalten einer Trockenkupplung.

Temperaturfeld $T_{St}(t,x,r)$ einer ausgefallenen und thermisch stabilen Anpressplatte nach Wärmeeintrag 70 kJ. Anpressplattenmasse links ca. 1,5 kg, rechts 2,0 kg.

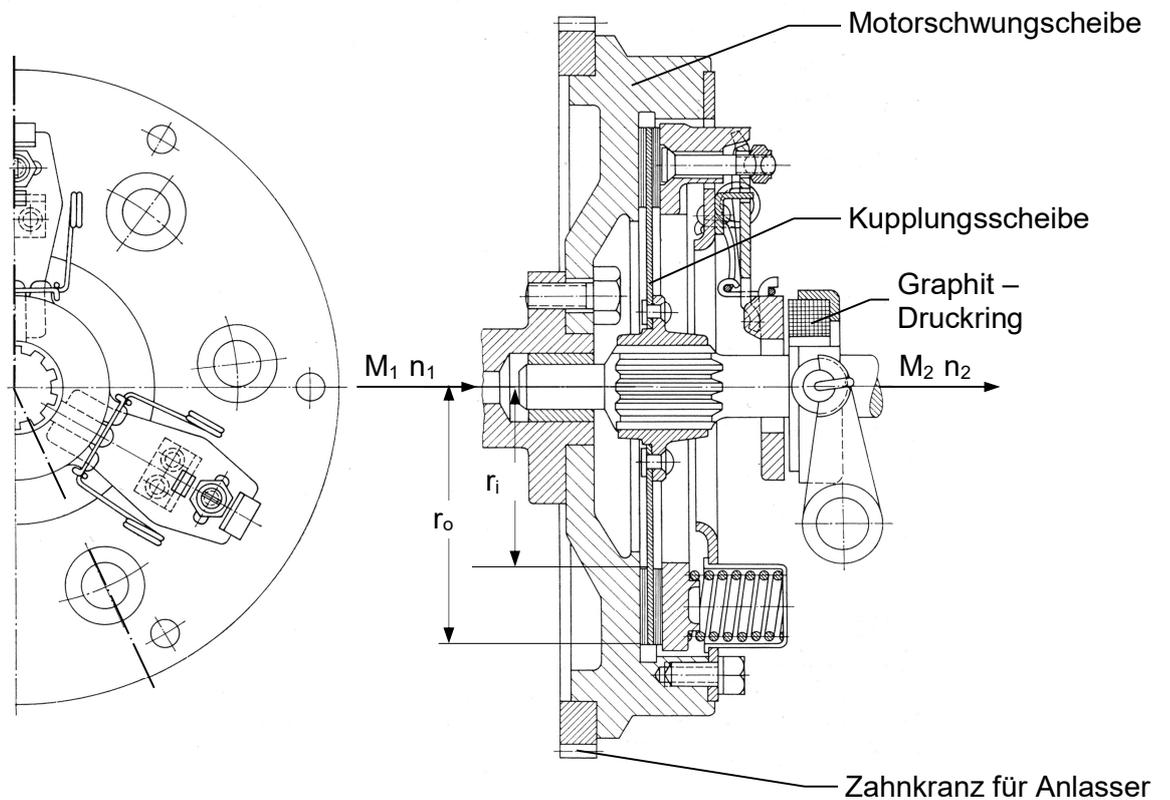


Abb. 4.1-6: Einscheiben-Trockenkupplung mit Schraubenfedern am Umfang.

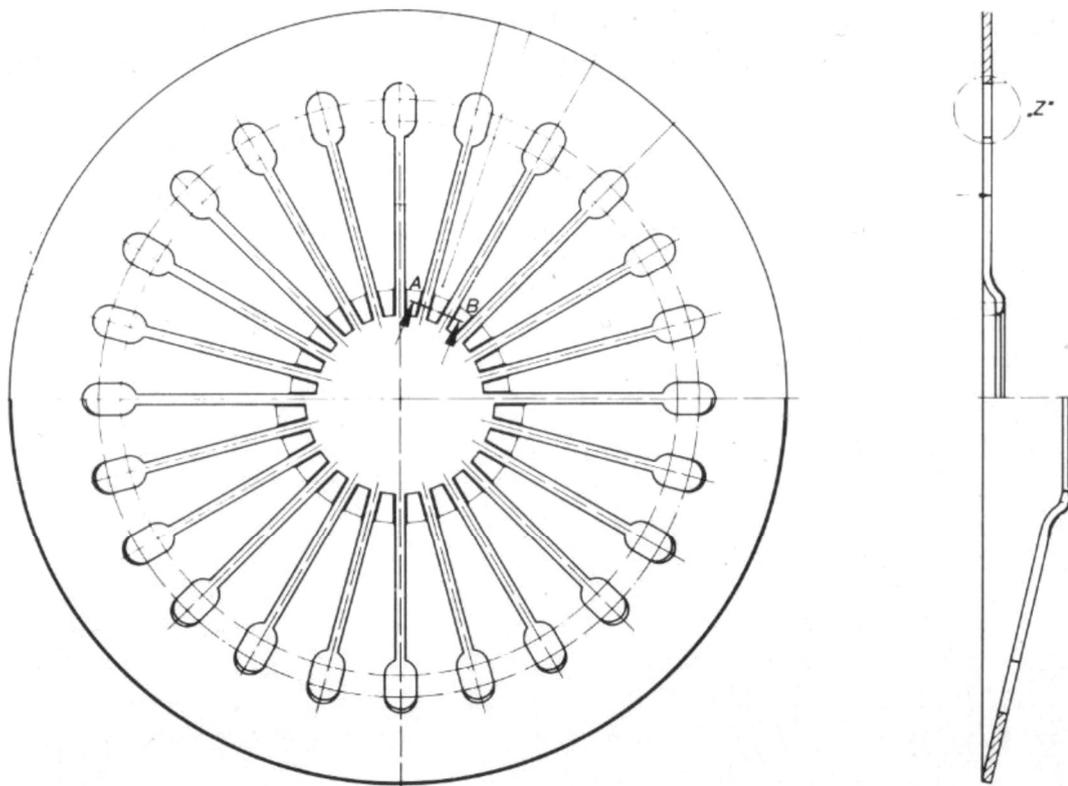


Abb. 4.1-7: Tellerfeder für Einscheiben-Trockenkupplung.

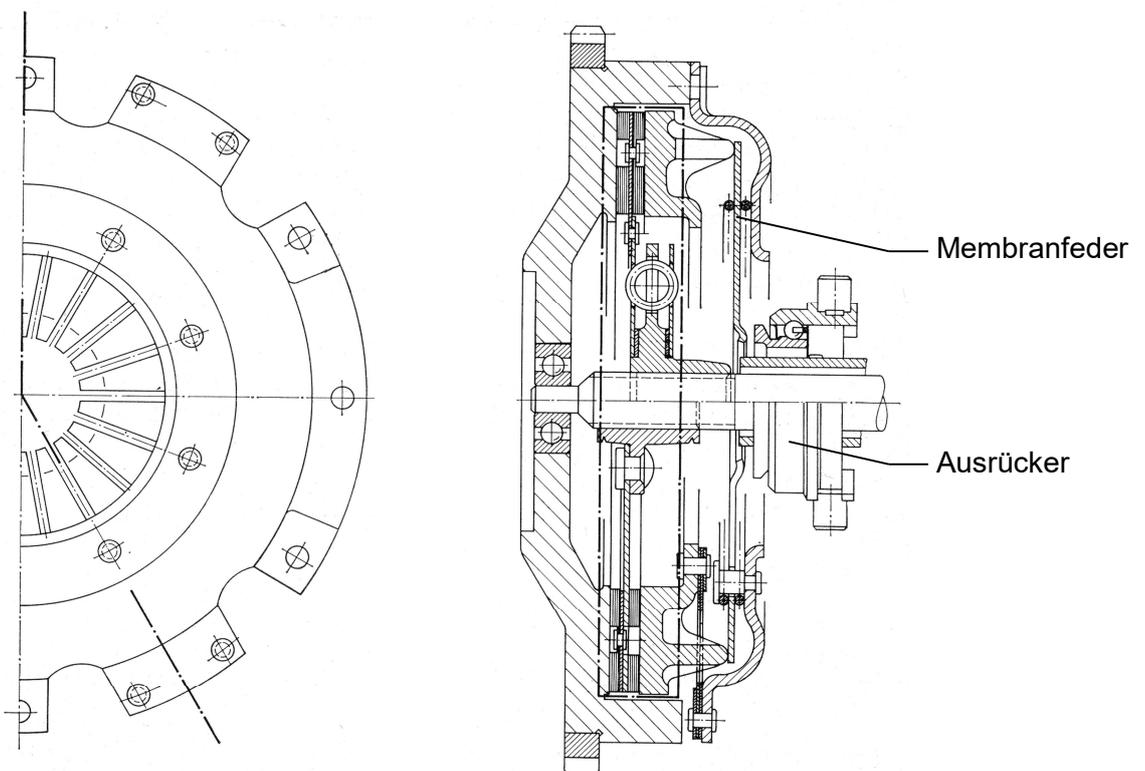


Abb. 4.1-8: Einscheiben-Trockenkupplung mit zentraler Tellerfeder.

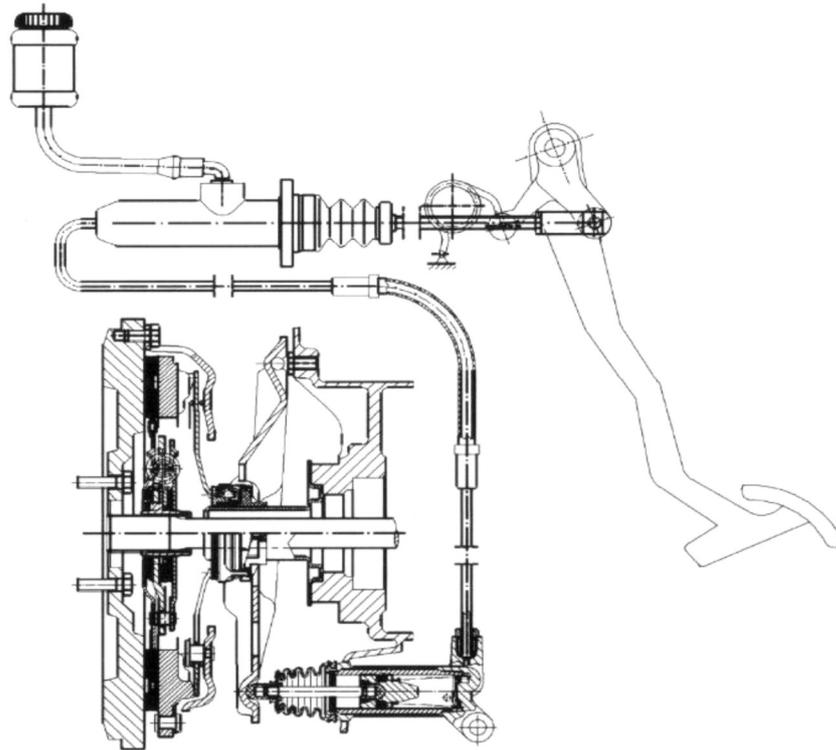
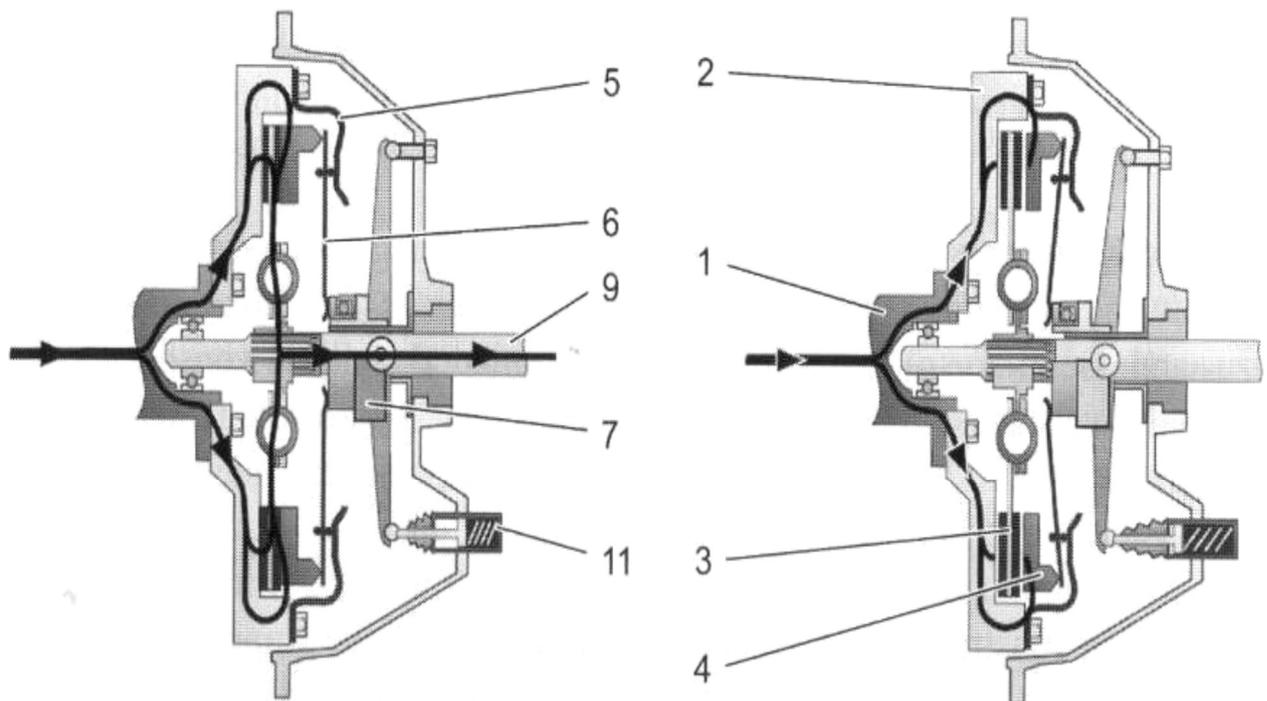


Abb. 4.1-9: Hydraulische Betätigung einer Trockenkupplung mit zentraler Tellerfeder.



1 Motorkurbelwelle
2 Schwungrad
3 Kupplungsscheibe

4 Anpressplatte
5 Druckplattengehäuse
6 Membranfeder

7 Ausrücker
9 Getriebeeingangswelle
11 Nehmerzylinder

Abb. 4.1-10: Betätigung einer Trockenkupplung mit zentraler Tellerfeder.

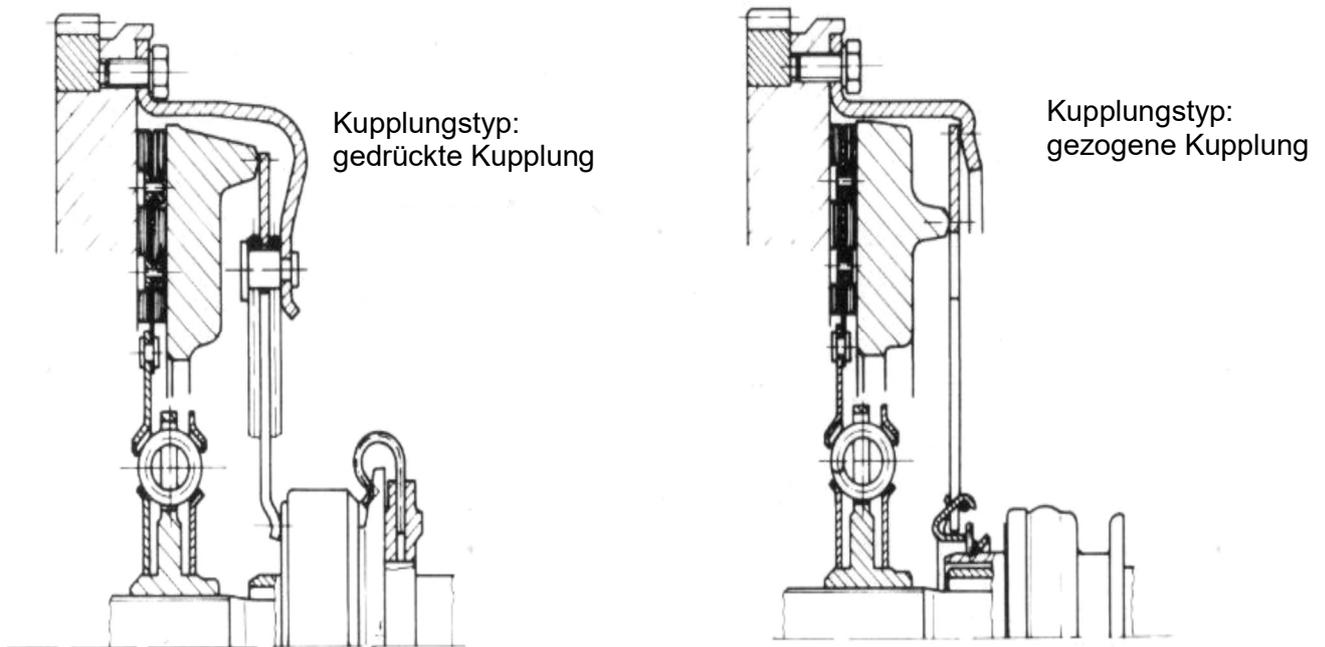


Abb. 4.1-11: Betätigung einer Trockenkupplung mit zentraler Tellerfeder.

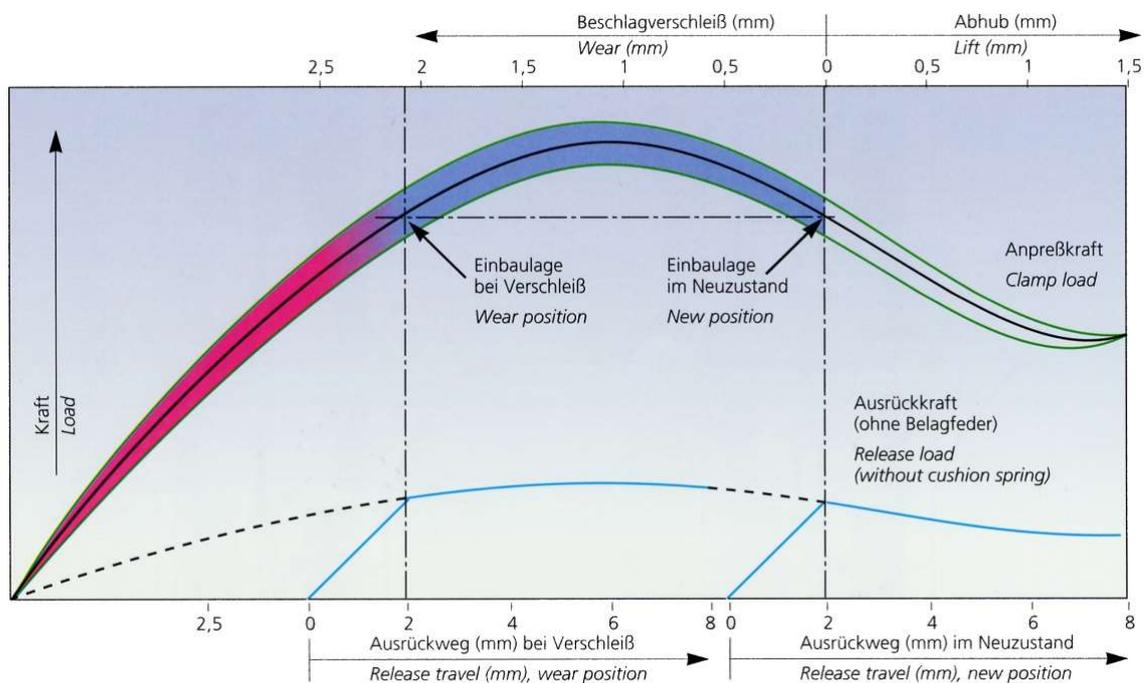


Abb. 4.1-12: Anpresskraft und Ausrückkraft über dem Weg einer Kupplung mit zentraler Tellerfeder gemäß Abb. 4.1/6. Innerhalb des zulässigen Belagverschleißes ändert sich die Anpresskraft nur in geringem Maß. Ab Erreichen der konstruktiv vorgesehenen Verschleißgrenze fällt die Anpresskraft stark ab, so dass der Fahrer den notwendigen Kupplungswechsel am Durchrutschen der Kupplung feststellt.

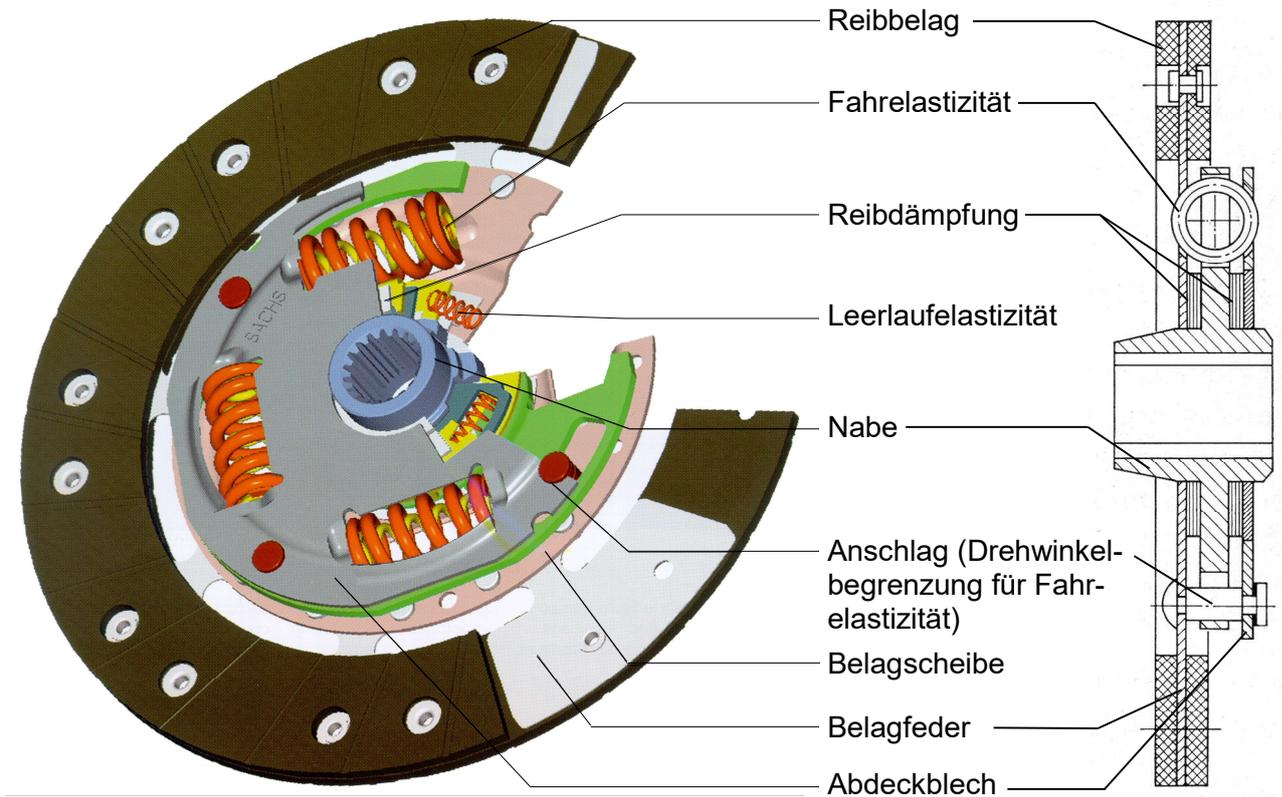


Abb. 4.1-13: Kupplungsscheibe mit Drehelastizität und Torsionsdämpfung.

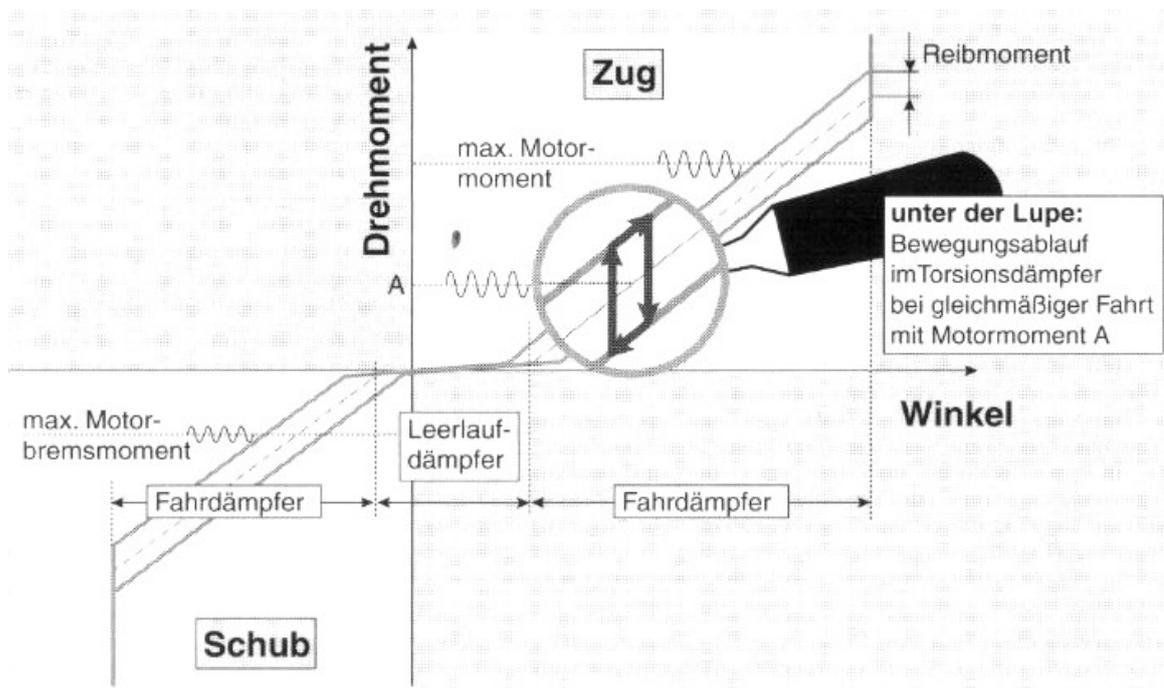


Abb. 4.1-14: Kupplungsscheibe mit Drehelastizität und Torsionsdämpfung.

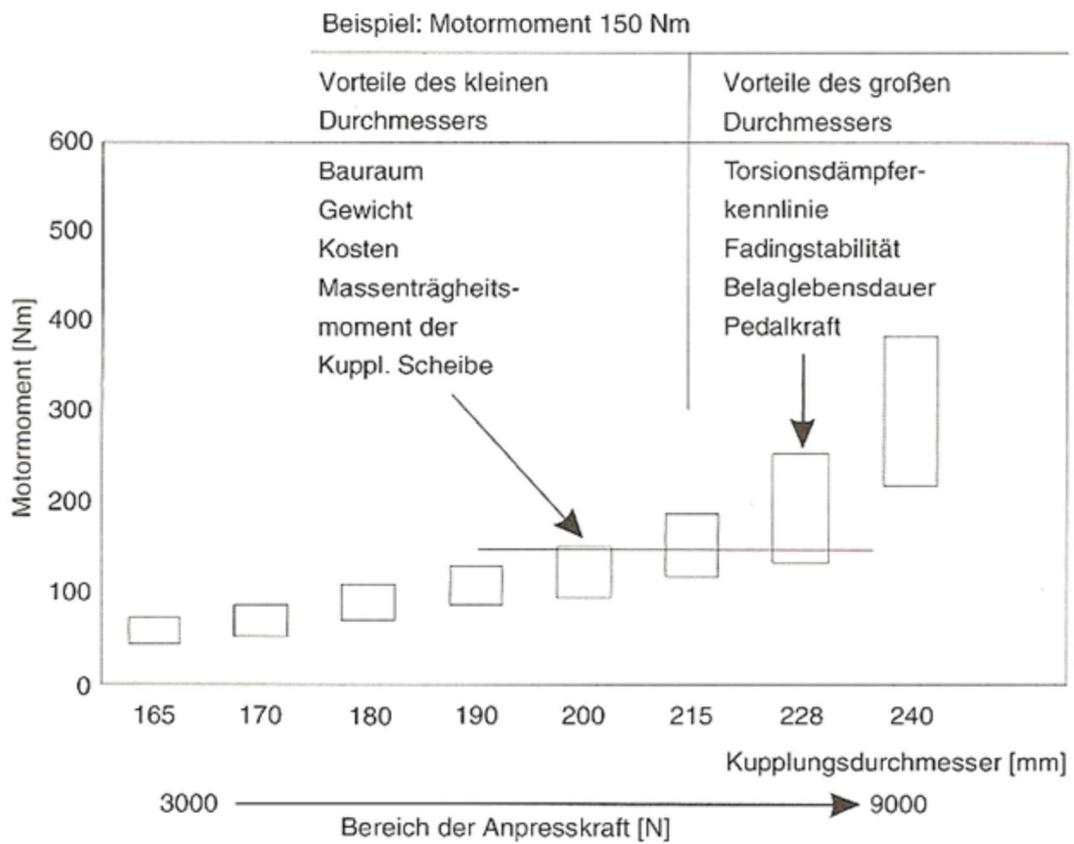


Abb. 4.1-15: Auslegungsbandbreite von Trockenkupplungen.

Daher heute üblich Abb. 4.1-13:

- Beläge axial gefedert (z.B. Sinuslamellen).
- Drehelastizität durch Momentenübertragung von Belagscheibe auf Nabe über Federn.

Federn in Belagscheibe, zugehörige Nabenfenster zum Teil erst bei Verdrehwinkel $\Delta\delta$ anliegend \Rightarrow nichtlin. Kennlinie $M_E = f(\Delta\delta)$!

Dabei sinnvoll:

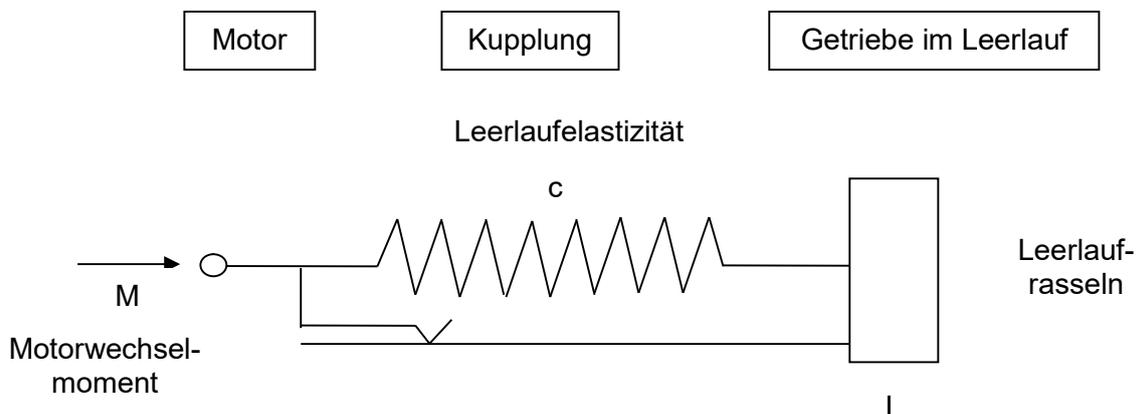
- Leerlaufelastizität: Innerer, weicher Federsatz (geht bei größeren Momenten auf Block).
- Fahrelastizität: Äußerer, härterer Federsatz.
Drehrichtung Antrieb: frühere Anlage im Nabenfenster.
Drehrichtung Schub: spätere Anlage im Nabenfenster (also "weichere" Progression).
- Federn paarweise, je 180° versetzt (Biegemomente !).
- Drehdämpfung über Reibscheiben, Abb. 4.1-14.

Kupplungsbeläge:

Trockenkupplung: Asbestfreie, hitzebeständige Beläge in Gewebe aus Fasern oder Draht.

Nasskupplung: Meist Sinterwerkstoffe.

Leerlaufelastizität



Schwingungsfähiges System:

- Trägheitsmoment der mit der Getriebeeingangswelle verbundenen Getriebeteile (im Leerlauf)
- Federsteifigkeit der Leerlaufelastizität in der Kupplungsscheibe

Annahme:

Viskose Dämpfung statt Reibung, also Dämpfungsmoment $\sim k \cdot \dot{\Delta\delta}$, dann

$$M = I \cdot \ddot{\Delta\delta} + k \cdot \dot{\Delta\delta} + c \cdot \Delta\delta$$

Sei $\Delta\delta(t) = \Delta\delta_0 e^{j\omega t}$ und $M(t) = M_0 e^{j\omega t}$ mit $\Delta\delta_0, M_0 \in \mathbb{C}$, I dann

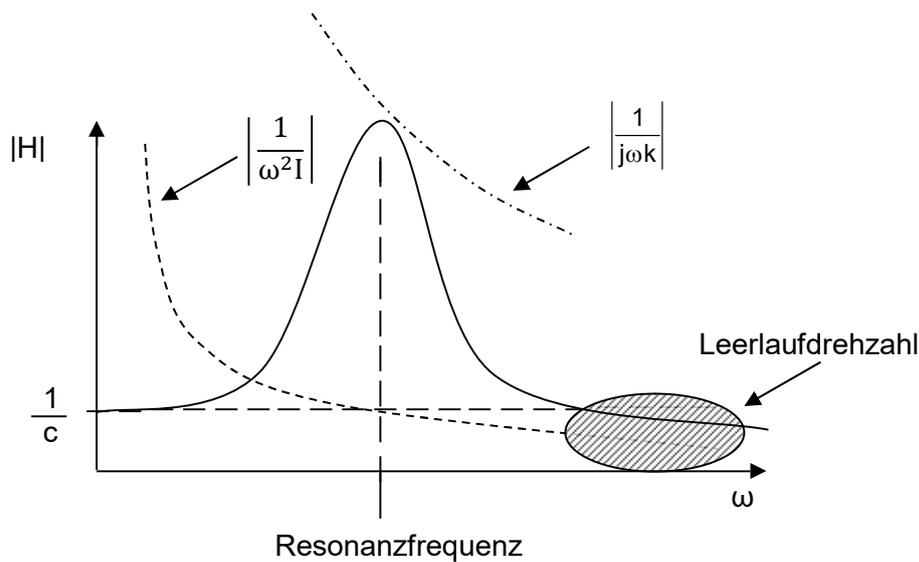
$$\dot{\Delta\delta}(t) = j\omega \Delta\delta_0 e^{j\omega t}$$

$$\ddot{\Delta\delta}(t) = -\omega^2 \Delta\delta_0 e^{j\omega t}$$

$$\Rightarrow M_0 = (-\omega^2 I + j\omega k + c) \Delta\delta_0$$

$$\Rightarrow \frac{\Delta\delta_0}{M_0} = \frac{1}{-\omega^2 I + j\omega k + c} =: H(\omega)$$

„Übertragungsfunktion“



Leerlaufdrehzahl $\geq 1,5 \cdot$ Resonanzdrehzahl (Auslegungskriterium Feder)

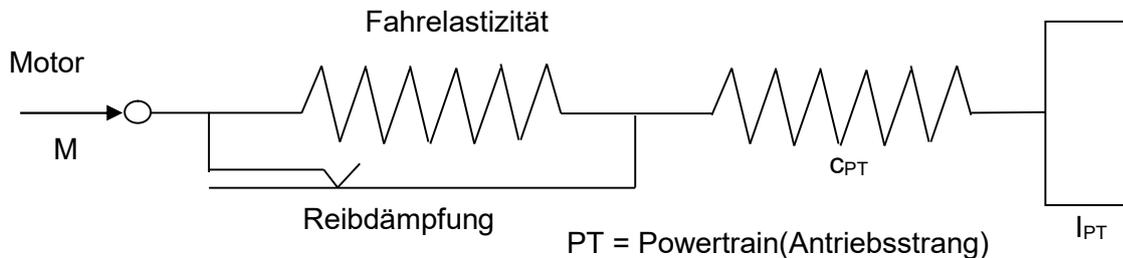
Funktion der Feder: Entkopplung

- \Rightarrow Der Motor regt mit seinen Wechselmomenten im Leerlauf überkritisch an
- \Rightarrow Entkopplung, also Amplitudenreduktion

Fahrelastizität

Getrieberasseln, Brummen, 40 – 70 Hz

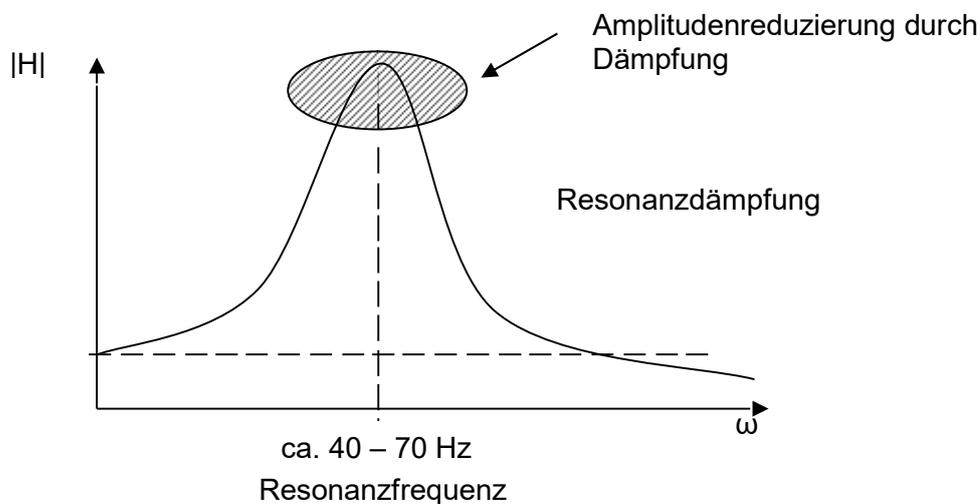
$\triangleq 1200 - 2100 \frac{1}{\text{min}}$ bei 4-Zylinder Motoren (2. Motorordnung)



Schwingungsfähiges System:

- Trägheitsmoment Antriebsstrang I_{PT}
- Drehsteifigkeit Antriebsstrang C_{PT}

Funktion der Feder „Fahrelastizität“: erlaubt Bewegung in der Kupplung, damit Reibung wirksam werden kann.



Auslegung der Reibdämpfung so, dass ein guter Kompromiss erzielt wird:

- Geringe Resonanzüberhöhung
- Geringer Nachteil für Übertragung hochfrequenter Anregungen

Wirkungsweise Fahrelastizität:

- erlaubt Drehwinkel zwischen Getriebeeingangswelle und Kupplungsscheibe
- ermöglicht dadurch Erzeugung Reibenergie aus Schwingwinkel
- Reibung dämpft die Antriebsstrangschwingungen (Dröhnen, Rasseln)

4.1.2. Strömungskupplung

- Einsatz:
- Anfahrkupplung, dann aber bei Schaltgetriebe für lastfreie Schaltung (z.B. handgeschaltetes Vorgelegegetriebe) Reibkupplung zur Lasttrennung erforderlich.
 - Trilokwandler, d.h. Strömungsgetriebe, das ab „Kupplungspunkt“ als reine Strömungskupplung arbeitet (vgl. Abschnitt 4.2.3).

Aufbau einer Strömungs-(Föttinger-)kupplung:

Zwei Räder mit radialer Beschaufelung, Abb. 4.1-17.

- Pumpenrad: Eingang (In, Index I), von Motor angetrieben.
- Turbinenrad: Ausgang (Out, Index O)

Füllung: Nichtschäumendes dünnflüssiges Öl, Zähigkeit möglichst konstant, damit $M_c \neq f(\text{Temp.})$.

Dichtung: Auf möglichst kleinem Durchmesser wegen Umfangsgeschwindigkeit an Dichtlippe, daher Gehäuseteil an Pumpenrad mitdrehend, Dichtung auf Ausgangswelle.

Wirkungsweise Strömungskupplung, Abb. 4.1-16:

Motor speist Energie in Pumpenrad \Rightarrow Strömung in radialer und tangentialer Richtung \Rightarrow Energieübertragung an Turbinenschaufeln, solange

$$\underline{\underline{\omega_{\text{Pump}} > \omega_{\text{Turbine}}}}$$

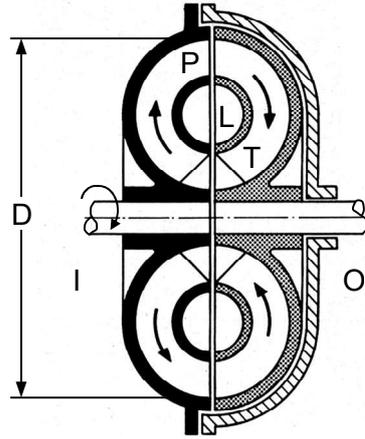


Abb. 4.1-17:

Strömungskupplung (hydraulischer Drehzahlwandler).

- P Pumpenrad (Index I)
- T Turbinenrad (Index O)
- D Durchmesser
- L Leitwulst

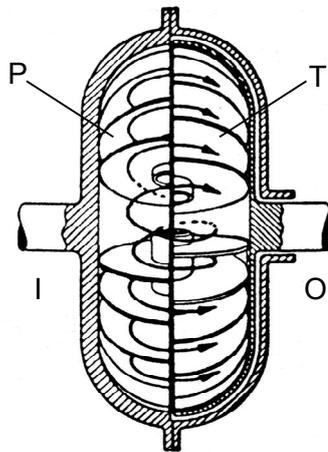


Abb. 4.1-16:

Darstellung der Strömung.

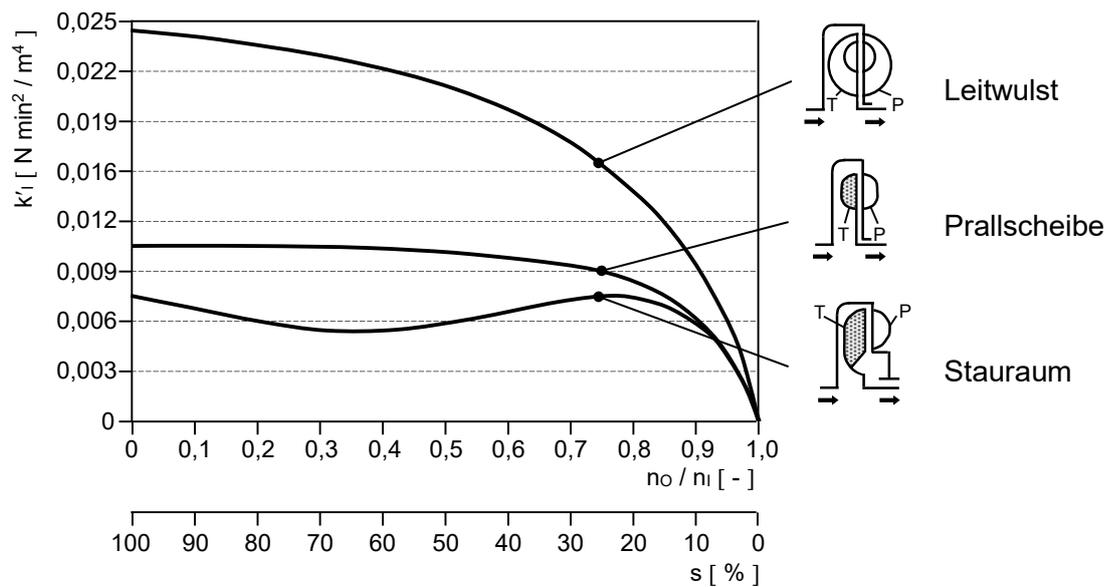


Abb. 4.1-18: Verlauf des Kupplungsfaktors k_1 für verschiedene Strömungskupplungen bei 100 % Füllung, dargestellt für konstante Eingangs-drehzahl n_1 .

Kennfeld einer Strömungskupplung:

Übertragenes Kupplungsmoment bei konst. Ölzähigkeit:

$$M_C = M_I = M_O = k'_I \cdot n_I^2 \cdot d^5 \quad [\text{Nm}]$$

worin

$$\begin{aligned} k'_I & \quad [\text{N} \cdot \text{min}^2 / \text{m}^4] &= \text{Kupplungsfaktor} \\ n_I & \quad [1/\text{min}] &= \text{Eingangs-(Motor-)drehzahl} \\ d & \quad [\text{m}] &= \text{Außendurchmesser} \end{aligned}$$

Kupplungsfaktor k'_I hängt ab von

- Schlupf
 - Bauart
- } Abb. 4.1-18
- Dichte, Zähigkeit
 - Füllungsgrad

Schlupf:

$$s = \frac{n_I - n_O}{n_I} = 1 - \frac{n_O}{n_I}$$

Wirkungsgrad: = Ausgangsleistung/Eingangsleistung

$$\eta = \frac{N_O}{N_I} = \frac{M_C \cdot \omega_O}{M_C \cdot \omega_I} = \frac{n_O}{n_I} = 1 - s$$

Daraus Kennfeld einer Strömungskupplung gemäß Abb. 4.1-19.

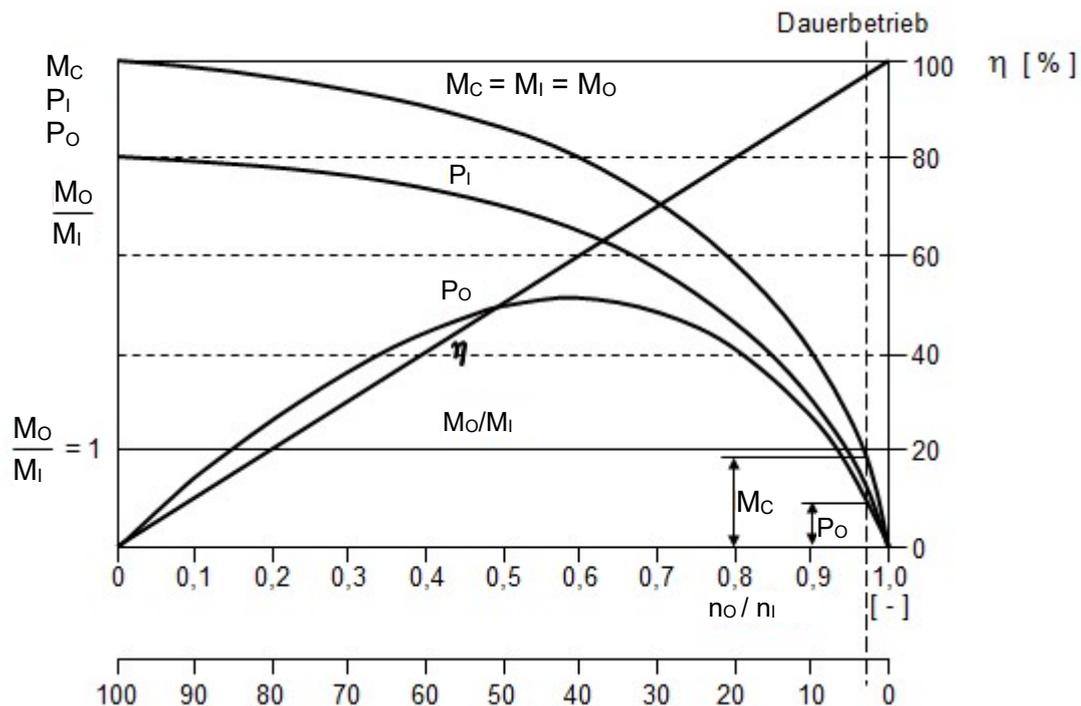


Abb. 4.1-19: Kennfeld einer Strömungskupplung, dargestellt für konstante Eingangsdrehzahl n_i .

Anmerkungen:

- η gut bei kleinem Schlupf, daher Dauerbetriebspunkt bei $s \approx 3\% \Rightarrow \eta \approx 97\%$.
- Kennfeld Abb. 4.1-19 für $n_i = \text{konst.}$ (Motordrehzahl). Sinkt n_i , wird M_c wegen $f(n_i^2)$ wesentlich kleiner. Bei Leerlaufdrehzahl daher Motor praktisch abgekuppelt, \Rightarrow
 - Motor kann nicht "abgewürgt" werden, aber auch
 - Anschieben nicht möglich, sofern keine besondere Vorrichtung.
- Zum Anfahren Strömungskupplung sehr gut geeignet. Erhöhe Drehzahl und Drehmoment des Motors über Leerlauf, \Rightarrow hoher Schlupf in Kupplung \Rightarrow übertragbares Drehmoment M_c wächst mit s und n_i^2 ! Allerdings η schlecht.
- Schalten mit Strömungskupplung und üblichem (nur lastfrei schaltbarem) Vorgelegegetriebe nicht möglich, da zum Schalten Abkuppeln des Motors erforderlich, d.h. Motor auf Leerlaufdrehzahl!. Deshalb zum Schalten zusätzliche Reibkupplung zum Lasttrennen. Einsatz daher zusammen mit Vorgelege-Schaltgetriebe sehr aufwendig.
- Ferner gute Dämpfung von Drehschwingungen, kein Verschleiß, gute Kühlung, kann über Ölkühler extern erfolgen.

4.1.3. Viskokupplung

- Aufgaben:

- Vortrieb: Allradantrieb, z.B. Vorderachse direkt angetrieben, Hinterachse über Viskokupplung (Abb. 2.2/9)

$$M_{\text{Drive}} = M_f + M_r$$
mit $M_f / M_r \neq \text{konst.} = f(M_{\text{Drive}}, \Delta n_{f,r})$
- Kurvenfahrt: Weitgehend verspannungsfreier Drehzahlausgleich zwischen den Achsen.

Damit Ersatz für Verteilerdifferenzial ($M_f / M_r = \text{konst.}$) und Differenzialsperre (die Verteilung erst ändert, wenn Rad einer Achse an Durchschleudergrenze).

- Aufbau einer Viskokupplung (Abb. 4.1-20:)

- Zwei Pakete Stahllamellen, greifen ineinander, Lamellen axial beweglich.
- Außenlamellen über Verzahnung mit Gehäuse verbunden \Rightarrow Antriebswelle ω_f .
- Innenlamellen über Verzahnung verbunden mit \Rightarrow Abtriebswelle ω_o .
- Füllung mit hochviskosem Öl \Rightarrow Siliconöl.

- Funktion einer Viskokupplung

Drehzahldifferenz bewirkt Scher- und Axialkräfte zwischen den Lamellen \Rightarrow Kuppelungsmoment wird übertragen.

Ursache: Lamellen axial beweglich, beim Drehen entstehen enge und weite Spalte. Aufteilung stochastisch, etwa 1:1, bleibt über Lebensdauer der Kupplung erhalten.

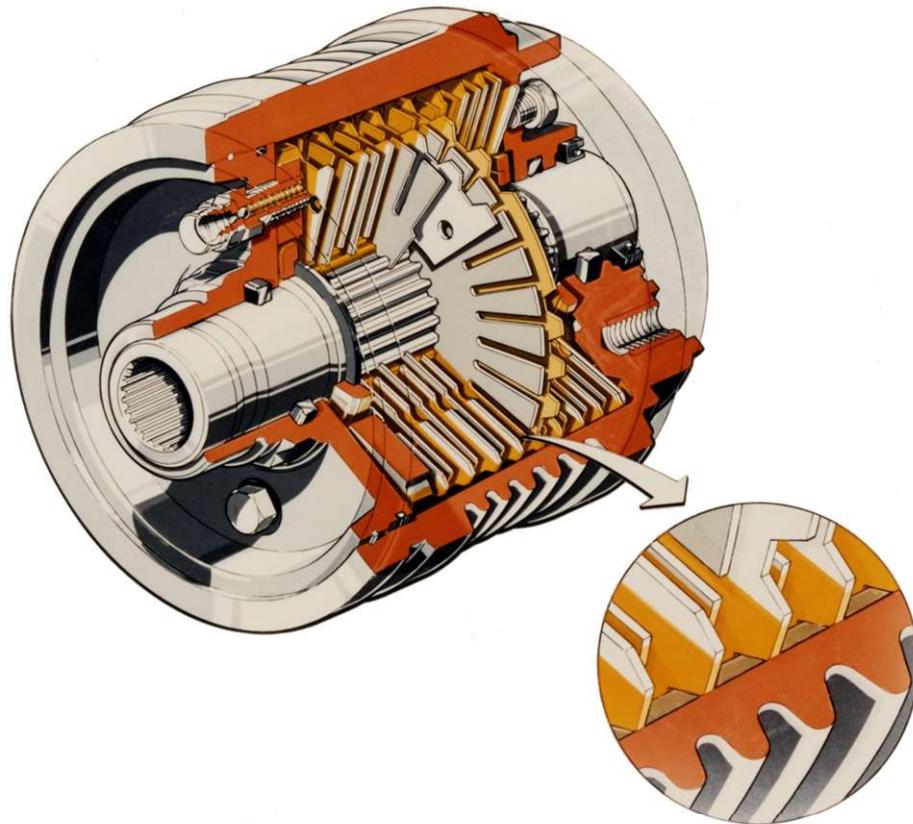


Abb. 4.1-20: Aufbau der Viskokupplung.

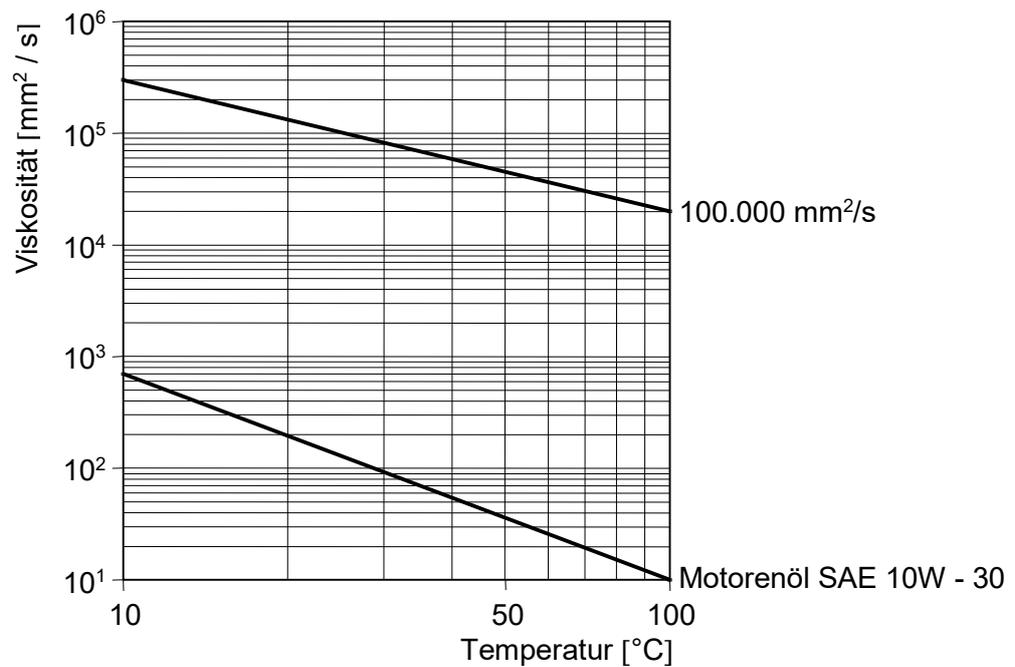


Abb. 4.1-21: Kinematische Viskosität von Siliconöl (Grundviskosität 100.000 mm²/s) in Abhängigkeit von der Temperatur.

Unterscheide zwei Arbeitsbereiche:

a.) Flüssigkeitsreibung

Kleine $\Delta\omega$, in engen und weiten Spalten entstehen viskose Scherkräfte, Kupplungsmoment entsprechend

$$M_{CFI} = v \cdot f(z_{Fr}, \rho, \Delta\omega, \text{Lamellengeometrie})$$

worin

z_{Fr} [-]	=	Zahl der Reibpaarungen
v [mm ² /s]	=	kin. Viskosität
ρ [kg/m ³]	=	Dichte
$\Delta\omega$ [1/s]	=	$\omega_I - \omega_O$

Dabei M_{CFI} wegen $v_{\text{Silikonöl}}$ sehr wenig mit T veränderlich, Abb. 4.1-21: .

b.) Mischreibung

Kommt hinzu, sofern $\Delta\omega$ best. Zeit (≥ 1 min) sehr hoch ist. Ursache:

Siliconöl ist nichtnewton'sche Flüssigkeit, d.h. bei Torsion entstehen Scherkräfte und

- Axialkräfte.

Ferner bei hohen $\Delta\omega$ Erhöhung von Systemtemperatur und

- Systemdruck.

Zutritt Systemdruck verwehrt nur in enge Spalte (Adhäsion der Lamellen, Drosselwirkung), daher Zuspaltung über weite Spalte. Enge Spalte somit weiter verengt, dadurch hier Entstehung der Axialkräfte aus Torsion behindert, Zuspaltung verstärkt, es entstehen Druckpaarungen und Reib-(Mischreibungs-)paarungen, Abb. 4.1-22.

Kupplungsmoment entsprechend

$$M_C = M_{CFI} + M_{CFr}$$

mit

$$M_{CFr} = p \cdot \mu_{sl} \cdot f(z_{Fr}, \Delta\omega, t, \text{Lamellengeometrie})$$

worin

p [bar]	=	Viskoelast. Druck + Systemdruck
μ_{sl} [-]	=	Gleitreibwert Stahl / Stahl (z.B. 0,1 Pi / Pi)
t [sec]	=	Zeit der Einwirkung hoher $\Delta\omega$.

Bei Übergang zu Mischreibung wird Kupplung sehr steif, d.h.

- bei $\Delta\omega = \omega_I - \omega_O = \text{konst.}$ wächst M_C bzw.
- bei $M_C = \text{konst.}$ fällt $\Delta\omega$.

Beispiel einer Fahrt über μ -Sprung bei $P_{\text{Drive}} = \text{konst.}$ Abb. 4.1-23.

Stationäres Kennfeld bei $n_I = \text{konst.}$: Abb. 4.1-24.

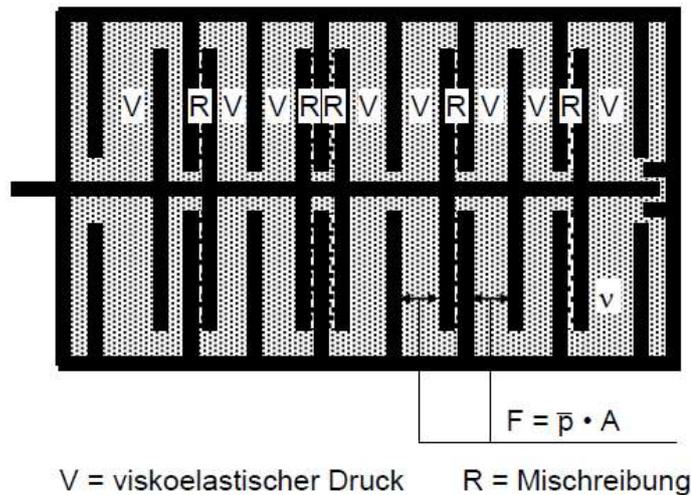


Abb. 4.1-22: Stochastische Verteilung von Druckpaarungen (V) und Reibpaarungen (R).

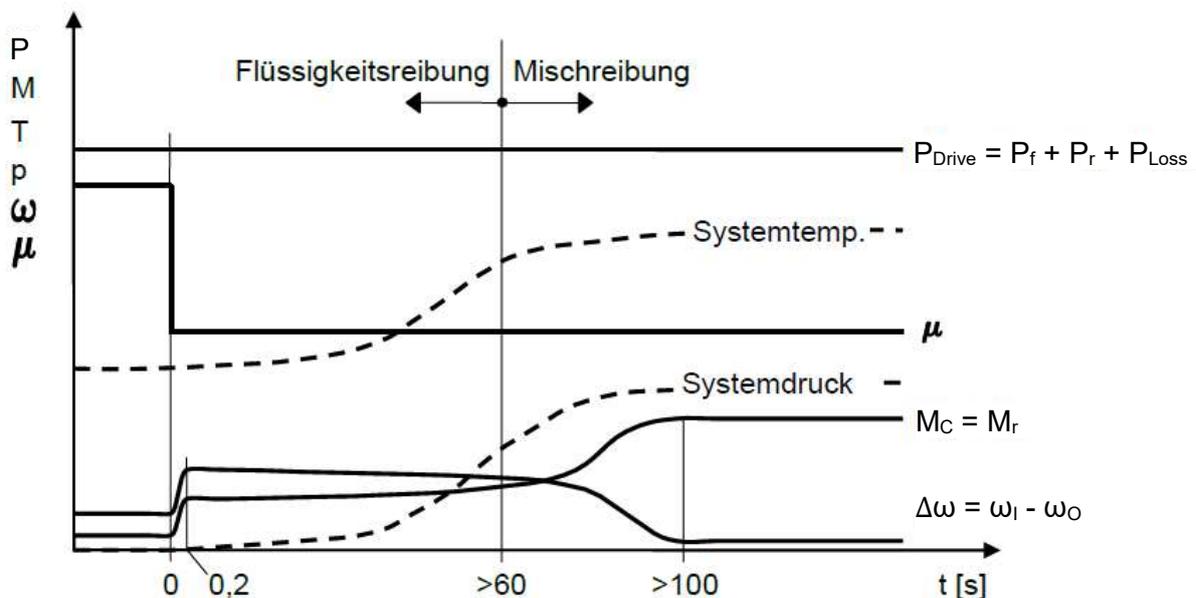


Abb. 4.1-23: Vereinfachte Darstellung einer Fahrt auf stark veränderlichem Reibwert μ bei konstanter Antriebsleistung P_{Drive} am Beispiel eines Frontantriebs mit Viskokupplung zur Hinterachse.

- Ab $\Delta\mu$ ist Vorderachse überlastet. ω_I , $\Delta\omega$ und $M_C = M_r$ (Moment an Hinterachse) wachsen in kurzer Zeit an (Flüssigkeitsreibung), die Hinterachse übernimmt entsprechend mehr Vortrieb.
- Bei entsprechend hohen $\Delta\omega$ und M_C wachsen anschließend Druck und Temperatur des Systems allmählich an, weshalb M_C leicht steigt und $\Delta\omega$ leicht fällt. Ist nach einer gewissen Zeit über die Verlustleistung genügend Energie in das System eingeflossen, kommt es zur Mischreibung. Dabei wächst $M_C = M_r$ stark an, während $\Delta\omega$ entsprechend fällt.

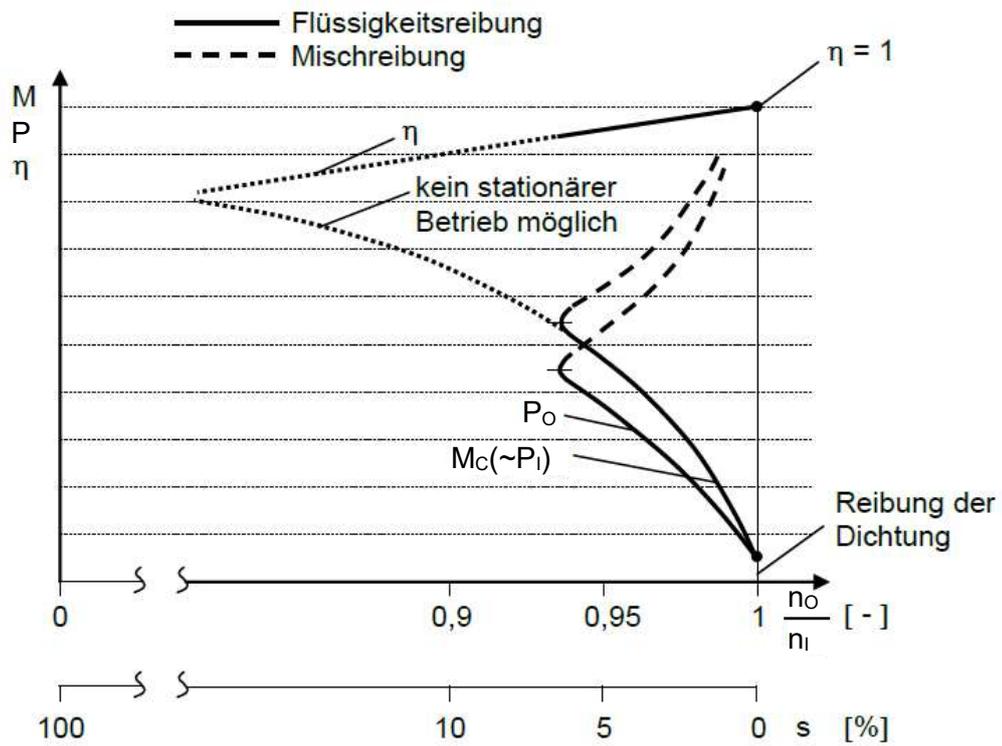


Abb. 4.1-24: Drehmoment – Drehzahl – Charakteristik der Viskokupplung (stationäre Betriebszustände für $n_i = \text{konst.}$).

Damit folgende Eigenschaften:

• Vortrieb:

Ist Hauptantriebsachse überlastet bei

- + Geländefahrt (hohe M_{Drive} wegen hoher Fahrwiderstände, hohe $\Delta\omega$ wegen niederen μ) \Rightarrow Viskoelastischer Druck hoch, Temperatur und damit Systemdruck hoch, Mischreibung, \Rightarrow zweite Achse nahezu starr zugeschaltet.
- + Winterglätte bei mittleren μ (niedere M_{Drive} , mittlere Schlupfwerte), Flüssigkeitsreibung, \Rightarrow zweite Achse weich zugeschaltet.

• Kurvenfahrt:

Normale Straße, Δn der Achsen aus Kurvenradius klein, $\Delta\omega$ klein, M_C und damit M_r nahe 0, Drehzahlausgleich nahezu verspannungsfrei.

- Fahrstabilität Gerade, Kurve (bei Frontantrieb mit Viskokupplung zur Hinterachse) gut, da stets Schlupf $VA > HA$, also Reserven Seitenkraft hinten groß.

- Vorteile bei Zuschaltung Allrad über Viskokupplung

- Zuschaltung automatisch.
- Bei Bedarf hohe Traktion.
- Fahrstabilität Gerade – Kurve gut.
- ABS-tauglich mit Freilauf für Bremsen (Bremskraftverteilung von Antriebskonzept nicht beeinflusst). Bei Rückwärtsfahrt trotzdem auch Allradantrieb, wenn Freilauf automatisch überbrückt.

- Nachteile der Viskokupplung

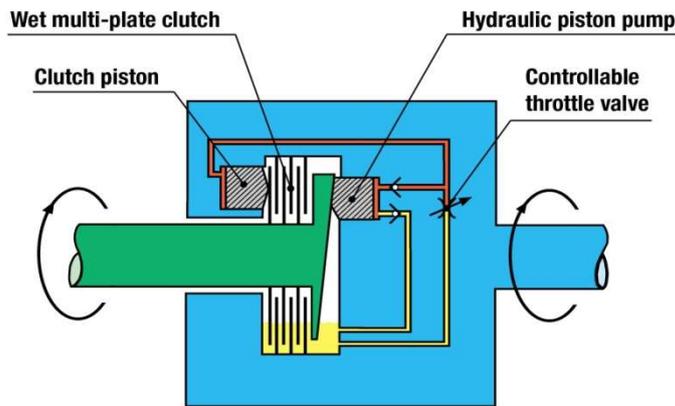
Kupplungsmoment M_K nur bei $\Delta\omega$ übertragbar, Wirkungsgrad !

$$\eta = \frac{P_O}{P_I} = \frac{M_C \cdot \omega_O}{M_C \cdot \omega_I}$$

$$\eta = \frac{\omega_O}{\omega_I} = 1 - \frac{\Delta\omega}{\omega_I}$$

4.1.4. Haldex-Kupplung

An Stelle einer Viskokupplung wird heute oft eine Haldex-Kupplung eingesetzt, die im Gegensatz zur Viskokupplung regelbar ist. Die Haldex-Kupplung stellt vom Prinzip her eine Lamellenkupplung dar, bei der die einzelnen Reiblamellen über Hydraulikdruck zusammengepresst werden können. Der Hydraulikdruck wird über eine integrierte Hydraulikpumpe erzeugt, die über den Drehzahlunterschied zwischen Antrieb und Abtrieb angetrieben wird. Geregelt wird der Anpressdruck über ein elektronisch angesteuertes Regelventil (siehe Abb. 4.1-25 und Abb. 4.1-26).



Funktionsweise:

Sobald sich zwischen Vorder- und Hinterachse ein (geringer) Drehzahlunterschied ergibt, dreht sich die Taumelscheibe relativ zum Gehäuse.

Sie betätigt dabei die Pumpenkolben, welche Hydrauliköl zum Kolben der Reibblenden drücken. Nach weniger als einer Umdrehung ist Kraftschluss hergestellt.

Mit Hilfe des elektronisch angesteuerten Drosselventils kann die Momentenübertragung der jeweiligen Fahrsituation angepasst werden.

- Vorteile:
- regelbar
 - abschaltbar
 - schnelles Ansprechen

AWD with Instant Traction

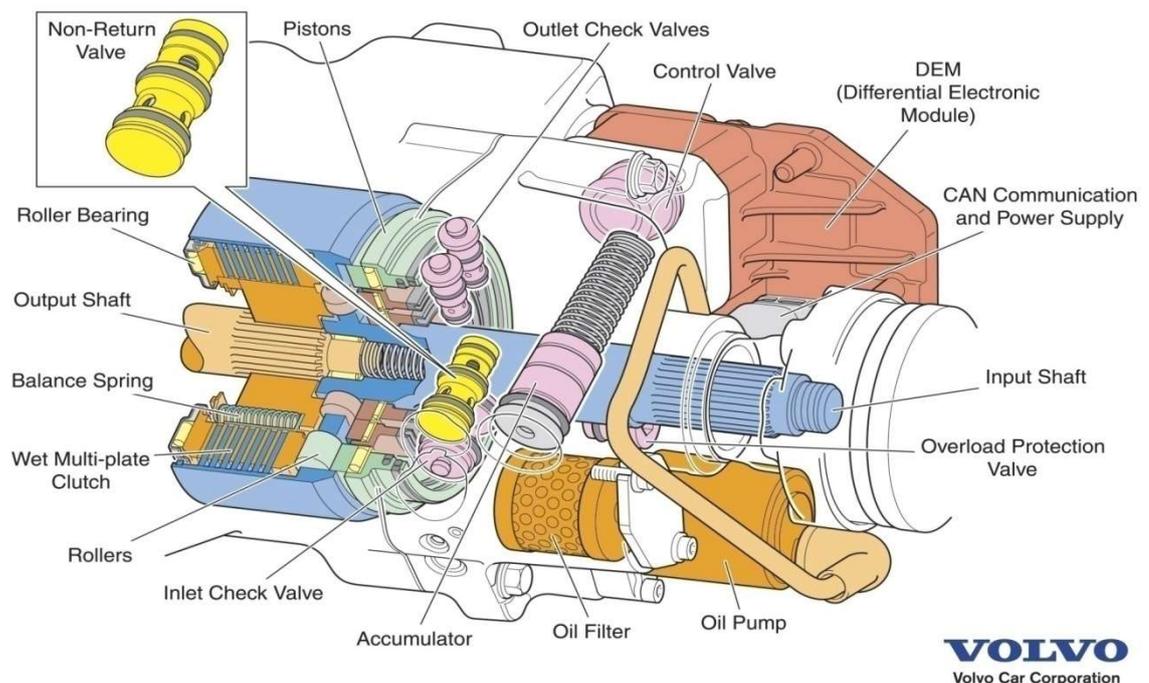


Abb. 4.1-25: Schnitt durch eine Haldex-Kupplung

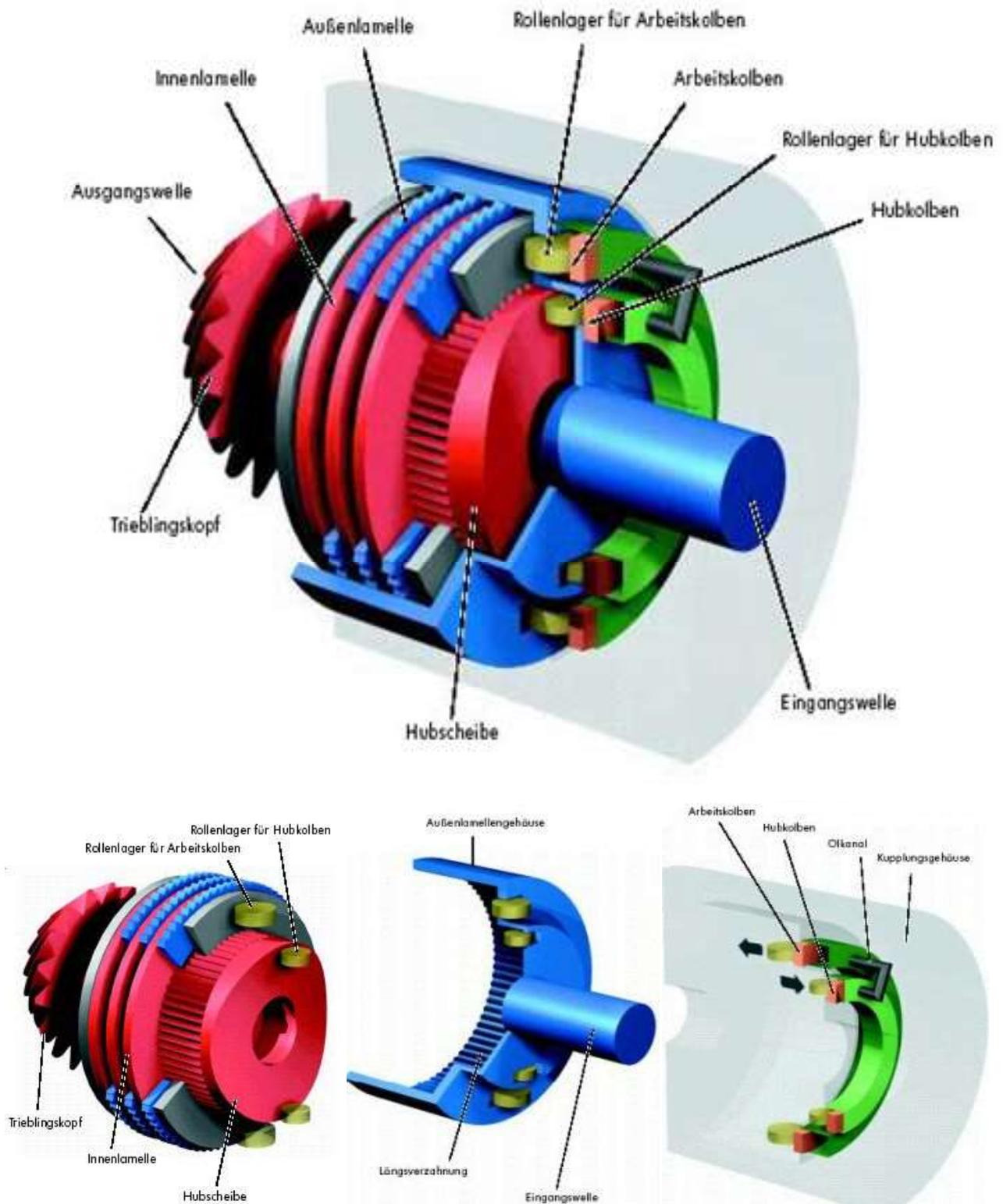


Abb. 4.1-26: Aufbau einer Haldex-Kupplung

4.2 Getriebe

Unterscheide: Mechanische Getriebe
 Strömungsgetriebe
 bzw.: Schaltgetriebe
 Stufenautomat
 Stufenloser Automat

4.2.1 Mechanische Stufengetriebe

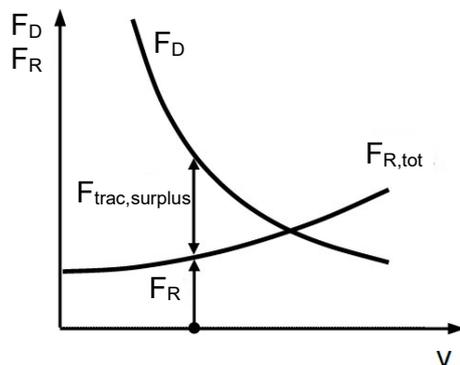
In Europa meist eingesetzt.

4.2.1.1 Getriebestufung

Vorbemerkung:

Motor hat max. Leistung bei einer best. Drehzahl n_E^* . Daher Getriebe ideal, bei dem für jede Fahrgeschwindigkeit v der Motor mit frei wählbarer n_E (z.B. n_E^*) läuft \Rightarrow stufenloses Getriebe.

Fahrzustandsdiagramm in diesem Fall:



$F_D =$ Zugkrafthyperbel von P_{max} (Hyperbel, da $F_D \cdot v = \text{konst.} = P_{max}$)

Damit bei jeder Fahrgeschwindigkeit die größtmöglichen Zugkraftreserven verfügbar.

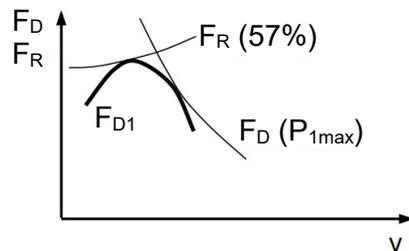
Bei Schaltgetrieben: Linienzug $F_{D1} - F_{Dn}$ so, dass möglichst gut an Zugkrafthyperbel von P_{max} angepasst.

Aufgabe:

Zahl der Gänge und Übersetzungen festlegen \Rightarrow Getriebestufung !

Beispiel: 5-Gang-Getriebe

- 1. Gang: Nach größter Steigfähigkeit (größte Übersetzung, umgangssprachlich: Untersetzung) sowie kleiner Drehzahllücke.



Beispiel Abb. 4.2-1:
 $i_1 = i_D \cdot i_{G1} = 14,8181$

- 5. Gang: Nach Höchstgeschwindigkeit in der Ebene (kleinste Übersetzung) sowie b_e und c_m (mittlere Kolbengeschwindigkeit)! Je kleiner $i_5 = i_D \cdot i_{G5}$, je weiter liegt F_{D5} -Kurve rechts im Fahrzustandsdiagramm. Daher verschiedene Auslegungen möglich, als reiner Fahrgang, als Gang höchstmöglicher Höchstgeschwindigkeit oder als Schon- bzw. Ökogang, Abb. 4.2-1

- Zwischengänge:

Stufung nach „reziprok-arithmetischer Reihe“, folgt dem Gesetz:

$$\frac{1}{i_{Gx}} = \frac{1}{i_{Ga}} + \left(\frac{1}{i_{G1}} - \frac{1}{i_{Ga}} \right) \cdot \frac{z_G - x}{z_G - 1}$$

- worin:
- i_{Gx} = Übersetzung des x-ten Ganges
 - i_{Ga} = Übersetzung des höchsten Ganges
 - i_{G1} = Übersetzung des 1-ten Ganges
 - z_G = Gangzahl insgesamt
 - x = Zahl des betreffenden Ganges

Daraus folgt Gesamtübersetzung i_x des jeweiligen Ganges (für Fahrzustandsdiagramm) mit Übersetzung i_D im Differenzial zu

$$i_x = i_D \cdot i_{Gx}$$

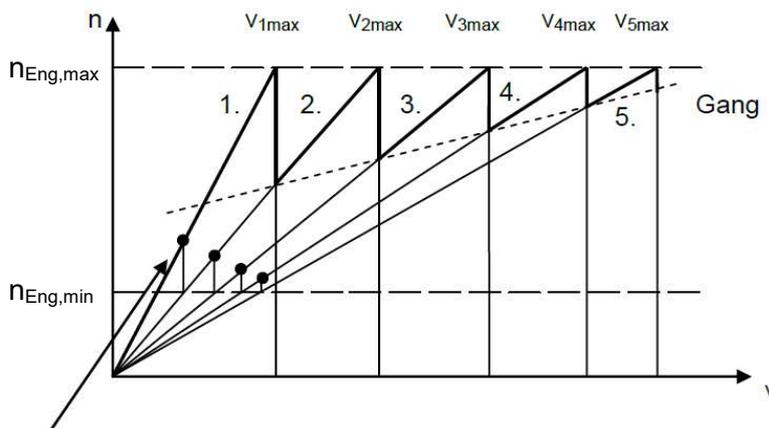
Eigenschaften der reziprok-arithmetischen Auslegung, Abb. 4.2-3:

- Geschwindigkeitsbereiche der Gänge (entspr. $n_{Eng, idle}$ bis $n_{Eng, max}$ des Motors) überdecken sich, erforderlich wegen Heraufschalten am Berg !
- Obere Gänge enger gestuft (z.B. 4 nahe 5 in Abb. 4.2-4), untere entsprechend weit (z.B. 2 weit weg von 1, Abb. 4.2-4). Erforderlich, damit oben (wo F_D klein wegen hoher v) Zugkraftreserven (Beschleunigung !) durch Herunterschalten abrufbar !

- Festlegung der Zwischengänge:

- Anzahl der Gänge hoch
- Gute Anpassung an die Leistungshyperbel
⇒ gut für Energieeffizienz
- Mehr Schaltvorgänge ⇒ zusätzlicher Energieverbrauch
- Getriebe baut größer und schwerer

- Weganteile bei PKW in den unteren Gängen klein
- Je kleiner der Übersetzungssprung zwischen den Gängen, umso leichter zu schalten
- Wärmebelastung an den Synchronringen steigt mit Quadrat des Übersetzungssprungs-
verhältnisses
- Gangstufen so wählen, dass bei max. Drehmoment in einem Gang n auf den nächst-
kleineren Gang n - 1 geschaltet werden kann, ohne dass die maximale Drehzahl über-
schritten wird.



Differenzen der Höchstgeschwindigkeiten zwischen benachbarten Gangstufen etwa gleich groß

Punkte frühestmöglichen Hochschaltens, ohne Motor abzuwürgen (d.h. Drehzahl darf nicht unter Leerlaufdrehzahl absinken)

Geschwindigkeits-Drehzahl-Diagramm(Sägezahndiagramm): „progressive Gangabstufung“

- Auslegungsbeispiel Abb. 4.2-3 bis Abb. 4.2-4:

$$i_5 = i_D \cdot i_{G5} = 2,96$$

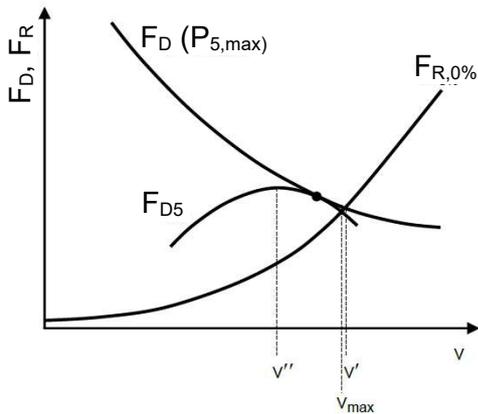
worin:

$$i_D = 4,180 \text{ (Differenzial)}$$

$$i_{G5} = 0,707 \text{ (Schaltgetriebe)}$$

Daraus folgt:

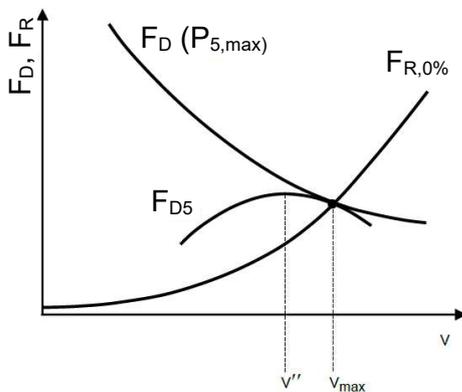
Gang	1	2	3	4	5
Rez. arithm.	3,545	1,769	1,179	0,884	0,707
tatsächlich	3,545	1,956	1,303	0,892	0,707



$P_{5 \max}$ vor v_{\max} :

Höchstgeschwindigkeit v_{\max} etwas kleiner als physikalische Obergrenze v' , dafür aber hoher Zugkraftüberschuss bis hin zu v_{\max} .

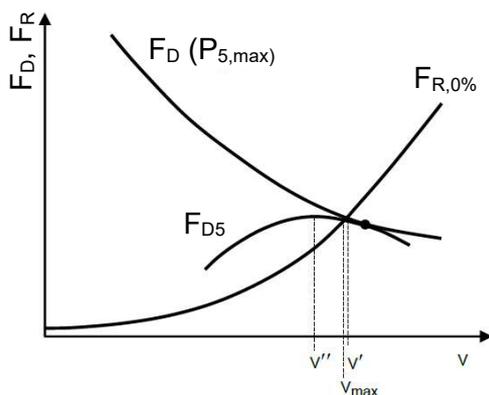
Normaler Fahrgang !



$N_{5 \max}$ in v_{\max} :

Hier $v_{\max} = v'$, also größte Höchstgeschwindigkeit, die mit $N_{5 \max}$ physikalisch möglich. Dafür weniger Zugkraftüberschuss vor v_{\max} .

Höchstgeschwindigkeitsgang !



$N_{5 \max}$ nach v_{\max} :

Hier v_{\max} wieder kleiner als v' , ferner $N_{5 \max}$ auf Ebene nicht erreichbar sowie sehr wenig Zugkraftüberschuss vor v_{\max} . Dafür bei v_{\max} kleine c_m , ferner b_e oder Abgase günstig.

Schongang bzw. Ökogang !

Abb. 4.2-1: Verschiedene Auslegungsmöglichkeiten eines höchsten Ganges am Beispiel eines mechanischen 5 – Gang – Schaltgetriebes.

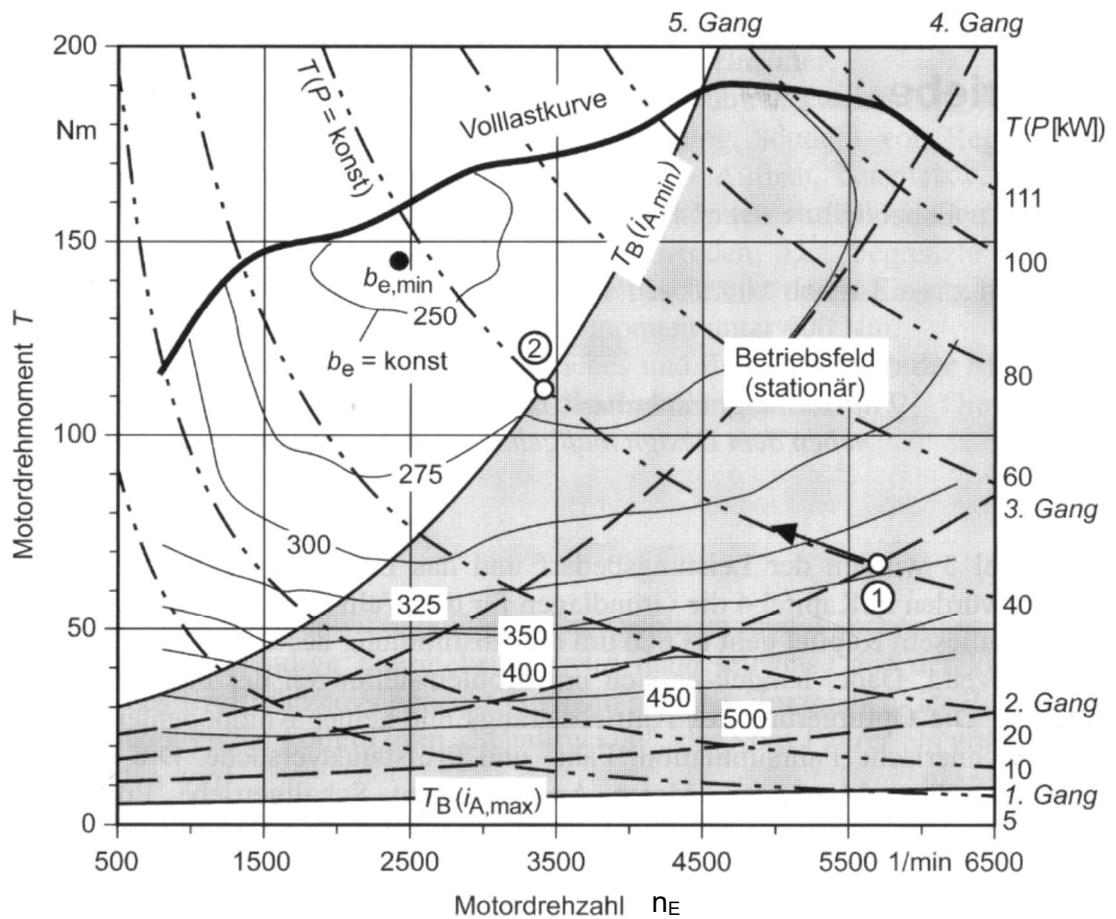
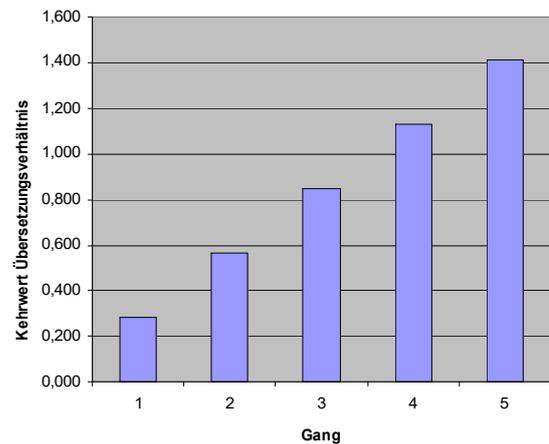
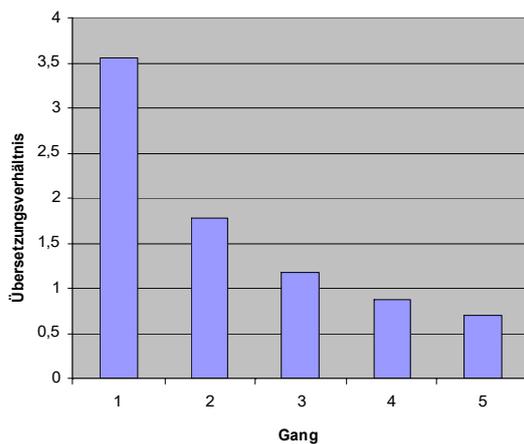


Abb. 4.2-2: Motorkennfeld.



Beispiel: Gänge $x = 1$ bis 5 ,
 $i_{Gi} = 3,545; 1,769; 1,179; 0,884; 0,707$

Getriebeausgangsdrehzahl
bei Motordrehzahl $n_{Eng,min} = 800$ 1/min und
 $n_{Eng,max} = 6000$ 1/min

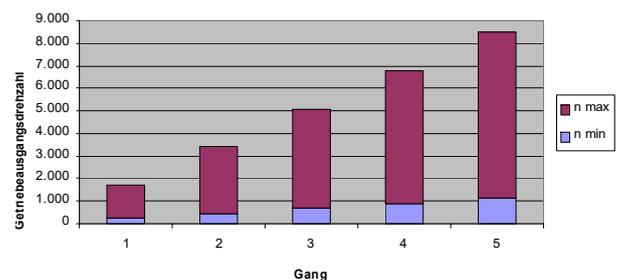


Abb. 4.2-3: Übersetzungsstufen nach reziprok-arithmetischer Reihe.

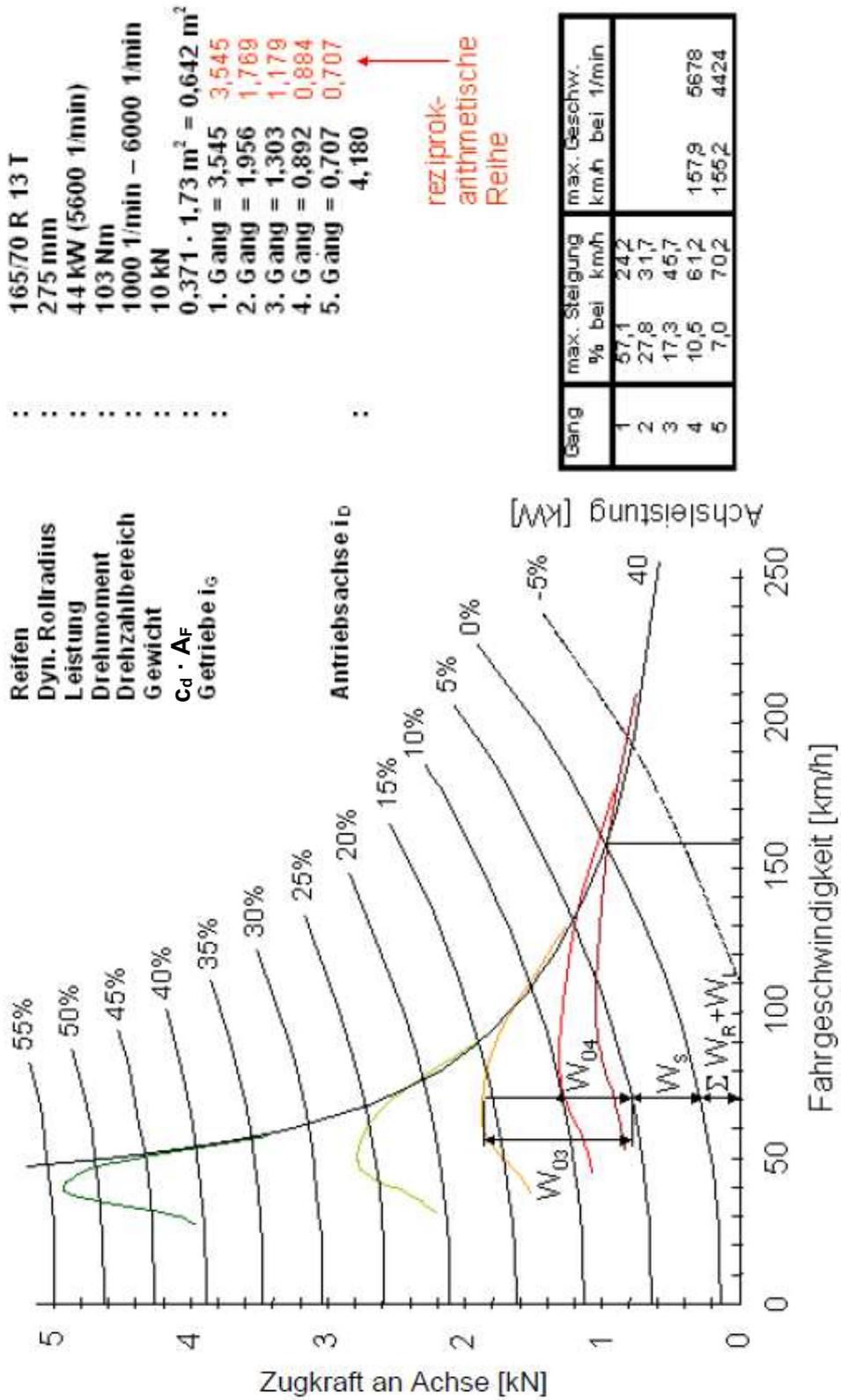


Abb. 4.2-4: Fahrzustandsdiagramm eines Kleinwagen mit 44 kW-Motor. Eingetragen ist eine Zugkrafthyperbel (für 40 kW), die mit dem Triebstrangwirkungsgrad des 1. Ganges berechnet wurde.

- Anmerkungen:

- Reziprok-arithmetische Auslegung sehr nahe an tatsächlicher Auslegung von Abb. 4.2-4 (Opel Corsa).
- Stufung der Übersetzungen oben eng, unten weit !

4.2.1.2 Vorgelegegetriebe

Eingesetzt meist als Handschaltgetriebe, ferner in Stufenhalb- oder Stufenvollautomat. Aufbau aus Zahnradpaaren, je ein Rad schaltbar.

Mit m Zahnradpaaren lassen sich

$$z_G = 2^{m-1}$$

Gänge realisieren.

Beispiel: Viergang-Schaltgetriebe, Abb. 4.2-5.

- Mindestzahl m der Zahnradpaare gemäß

$$z_G = 2^{3-1} = 4$$

$$m = 3$$

Nachteile: 5 Schaltkupplungen, 2 Wellenteilungen. Teuer, ferner Schaltgestänge aufwendig.

Daher heute üblich: Je Gang ein Zahnradpaar.

- Viergang-Schaltgetriebe ohne Festvorgelege:

Nur noch 4 Schaltkupplungen, keine Wellenteilung ! Schaltgestänge nur noch für 2 Schaltebenen ! Geeignet für Triebtrieb (z.B. Frontmotor, Frontantrieb), da An- und Abtrieb nicht koaxial.

- Viergang-Schaltgetriebe mit Festvorgelege:

Eine zusätzliche Wellenteilung, dafür An- und Abtrieb koaxial, geeignet für Standardantrieb (Frontmotor, Heckantrieb).

Anmerkungen zur Schaltung: (Abb. 4.2-6, Abb. 4.2-7:)

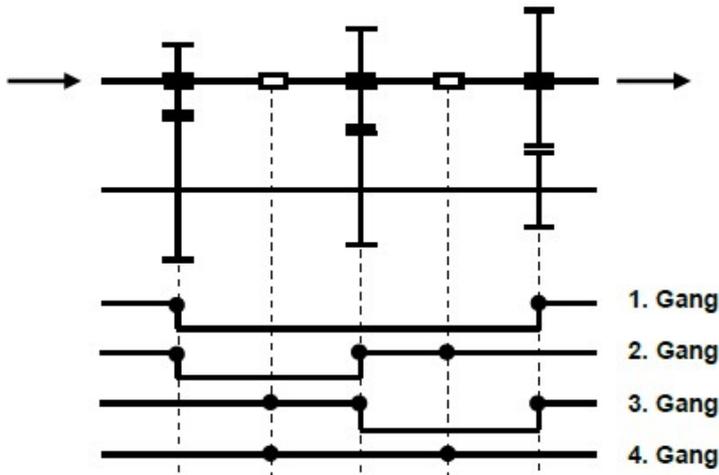
- Alle Zahnräder im Dauereingriff, damit Schrägverzahnung (Geräusch, Lebensdauer) möglich. Schaltung daher zwischen Wellen bzw. Zahnrad und Welle.
- Vier Gänge, vier Zahnradpaare, vier Schaltkupplungen, also genügen zwei Schiebemuffen, d.h. nur 2 Schaltebenen !
- Schiebemuffen heute mit Sperrsynchrisation.

Heute sind üblich Fünfgang- oder Sechsganggetriebe. Bei Frontantrieb mit quer angeordnetem Motor werden bei 6 Gängen 3-Wellen-Getriebe eingesetzt, da diese sehr kurz bauen, Abb. 4.2-8: und Abb. 4.2-9:.

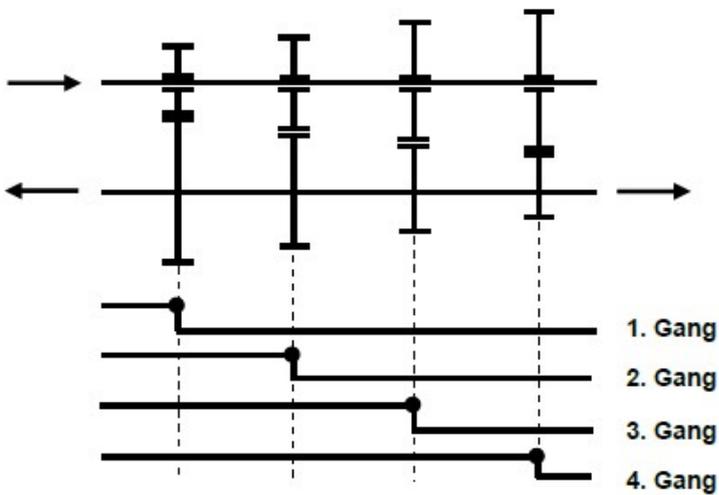
Einlegen der Gänge erfolgt über Schaltvorrichtungen und mehrere Schaltelemente, Abb. 4.2-10 bis Abb. 4.2-18: .

Hauptfunktion	Funktionsprinzip				
	1	2	3	4	5
Anfahren ermöglichen	Mechanisch Trocken	Mechanisch Nass	Elektro- mechanisch	Hydro- dynamisch	Hydro- statisch
Übersetzen/ Drehzahl verändern	Stirnräder	Planeten- räder	Hydro- dynamisch	Hydro- statisch	Mechanisch Stufenlos
Schalten/ Leistungsfluss herstellen	Form- schlüssig Schieberäder	Form- schlüssig Schaltklaue Synchron.	Form- schlüssig Schaltklaue Unsynchro.	Kraft- schlüssig Lamellen- kupplung	Kraft- schlüssig Lamellen- bremse
Betätigen/ Steuern des Getriebes	Hand- schaltung	Automatisiert Elektr./Mech.	Automatisiert Elektr./Hydr.	Automatisiert Elektr./Pneum.	Automatisch Elektr./Hydr.

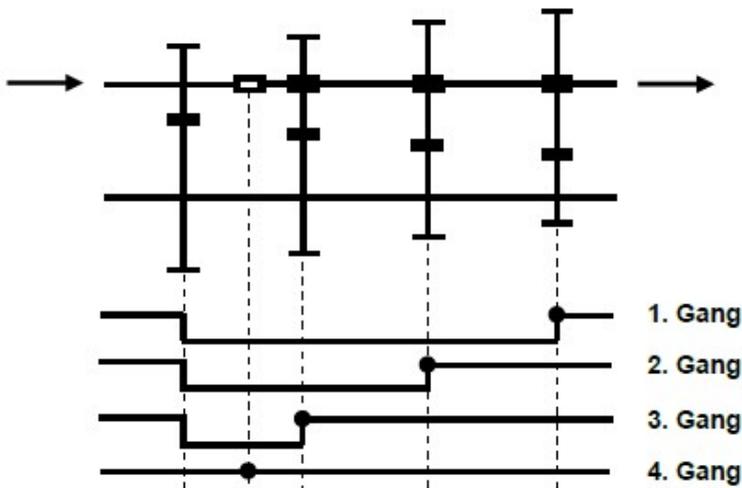
Tab. 4.2-1: Lösungsprinzipien für die Hauptfunktion von Getrieben.



Für 4 Gänge werden mindestens 3 Zahnradpaare benötigt.



Üblich ist ein Zahnradpaar je Gang, hier ohne Festvorlege.



Übliche Anordnung mit Festvorlege für coaxialen Durchtrieb.

Abb. 4.2-5 Viergang – Schaltgetriebe mit Vorgelege.

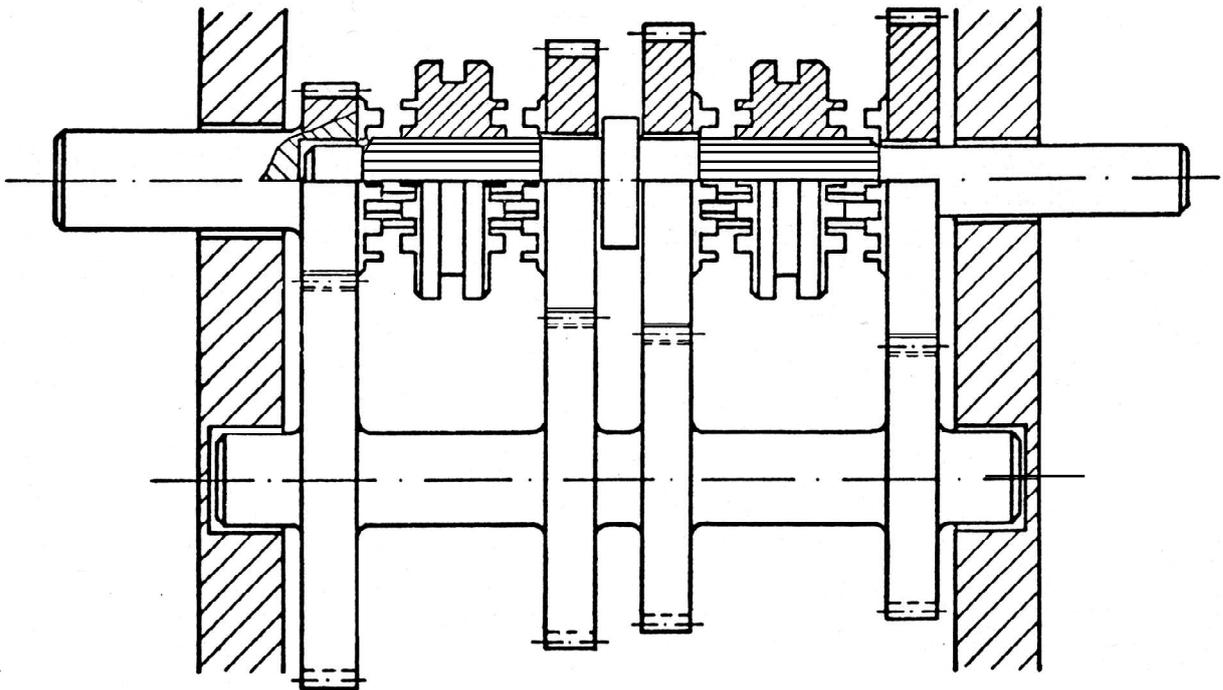


Abb. 4.2-6: Prinzipskizze eines unsynchronisierten 4-Gang-Schaltgetriebes. Alle Zahnräder stehen im Dauereingriff.

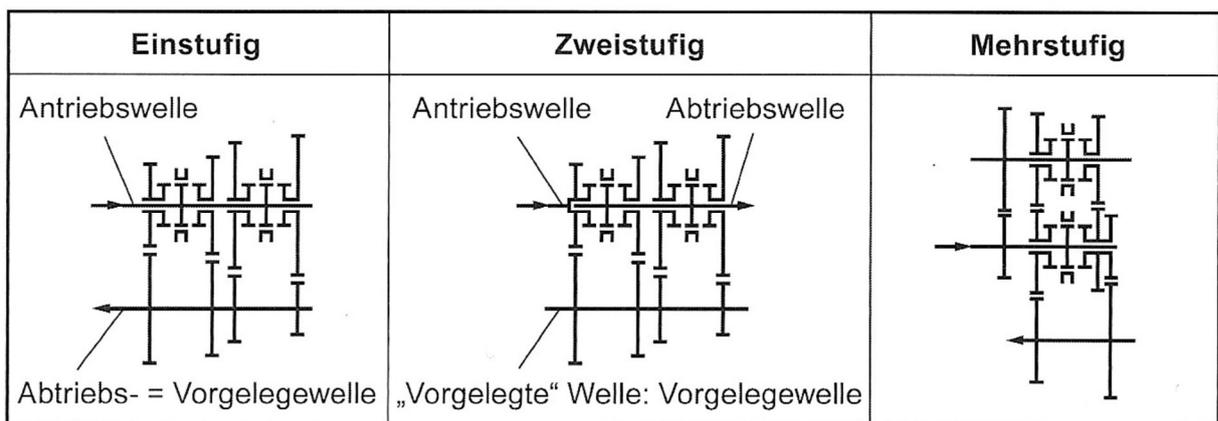


Abb. 4.2-7: Anordnung der Übersetzungsstufen.

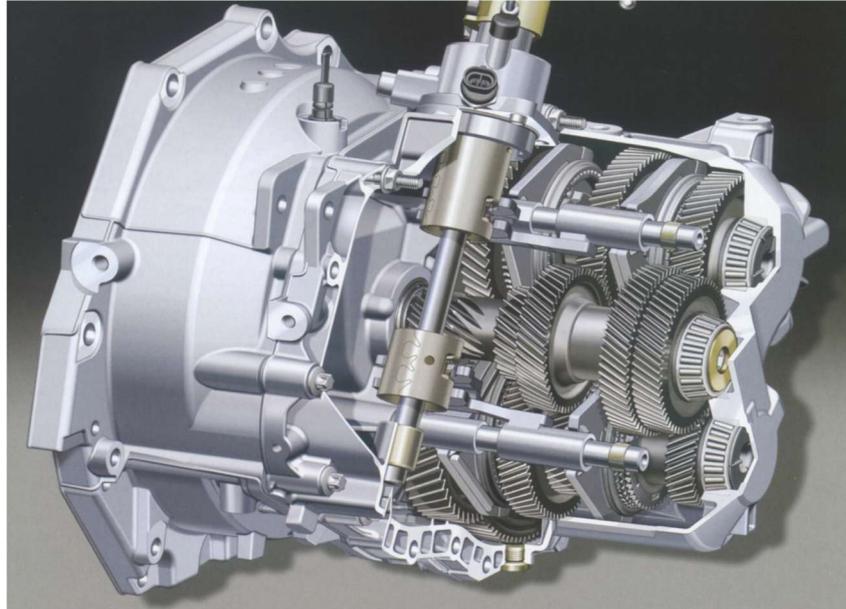


Abb. 4.2-8: Sechsgang-Schaltgetriebe.

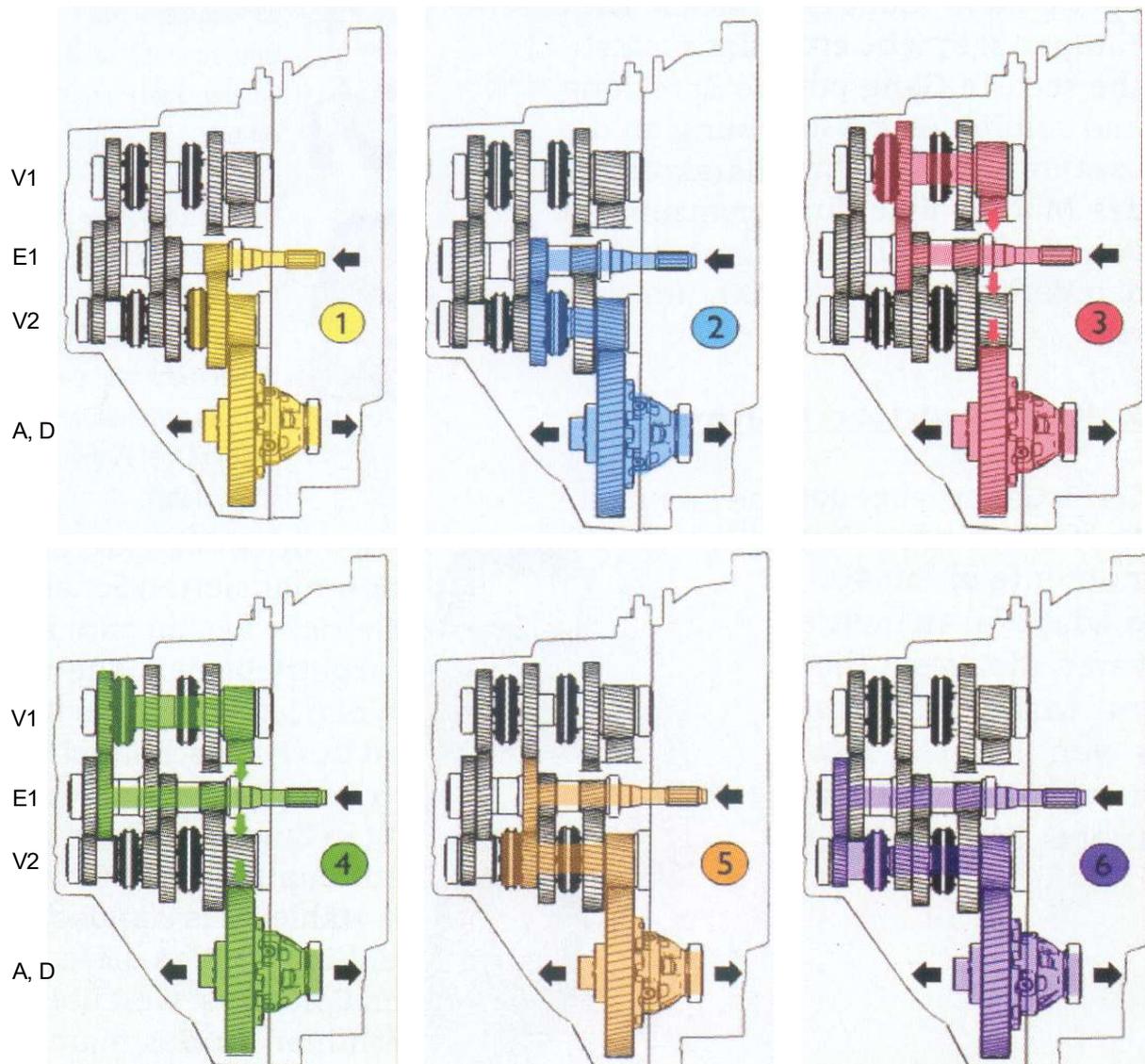


Abb. 4.2-9: Schaltschema des Sechsgang-Getriebes F40.

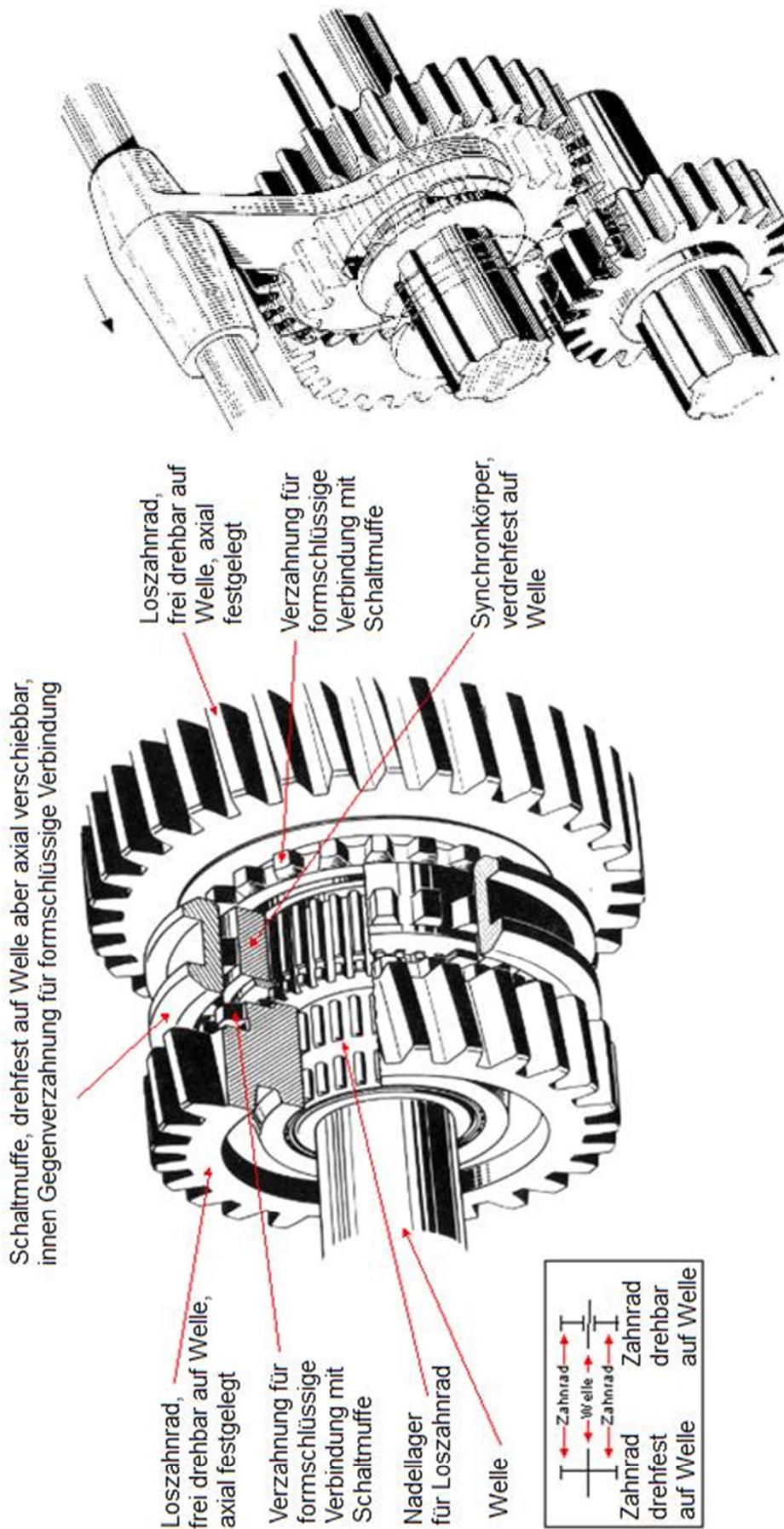


Abb. 4.2-10: Schaltelement Schiebe Zahnrad.

Abb. 4.2-11: Losräder auf Welle mit Schaltelement Klauenkupplung.

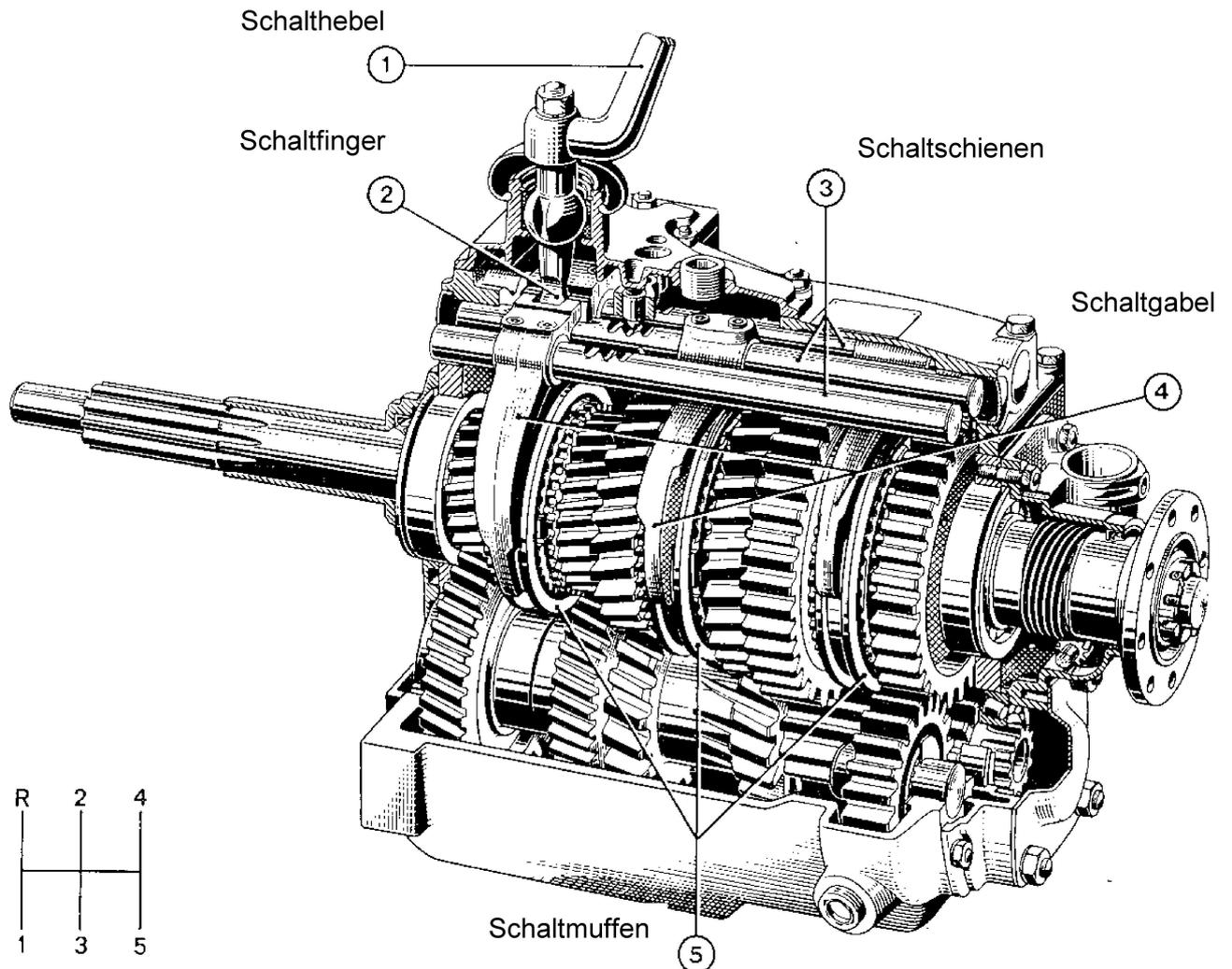
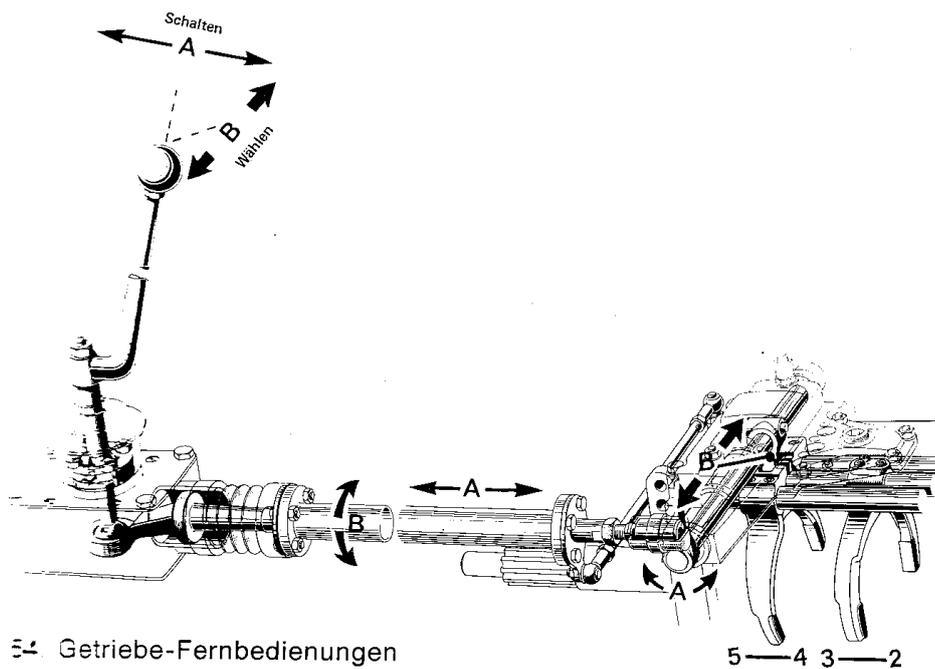


Abb. 4.2-12: Schaltvorrichtung am Fünfganggetriebe.



4.4 Getriebe-Fernbedienungen

Abb. 4.2-13: Getriebe Schaltvorrichtung.

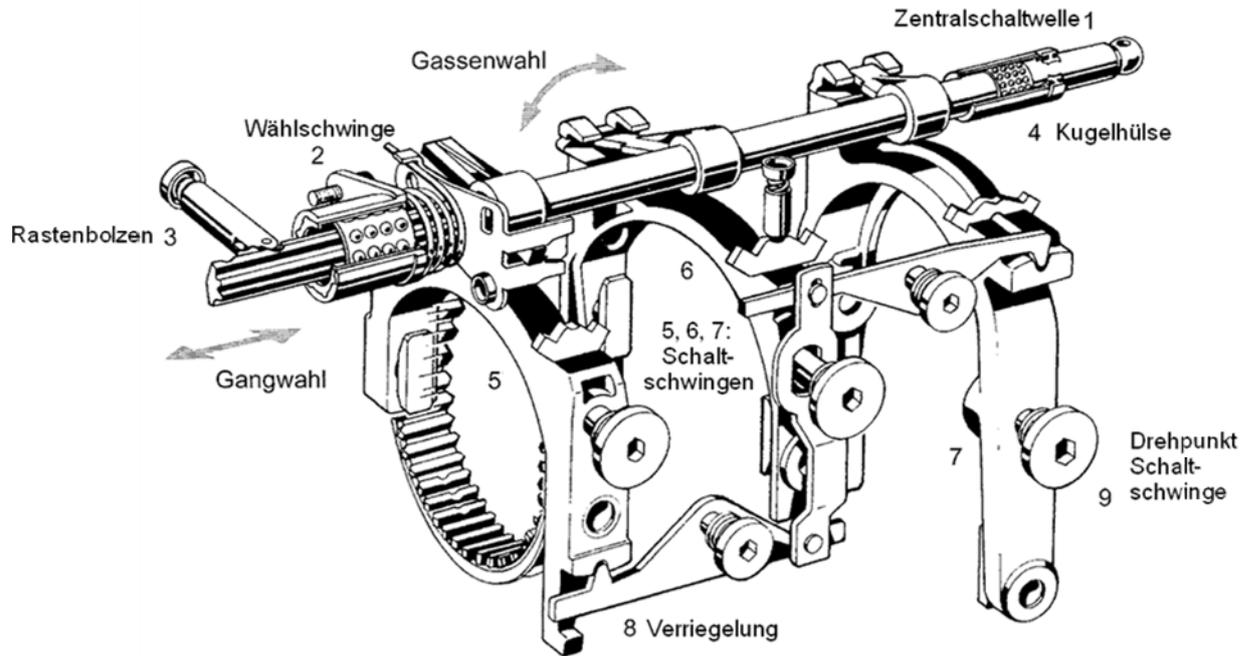


Abb. 4.2-14: Betätigung der Schaltelemente.

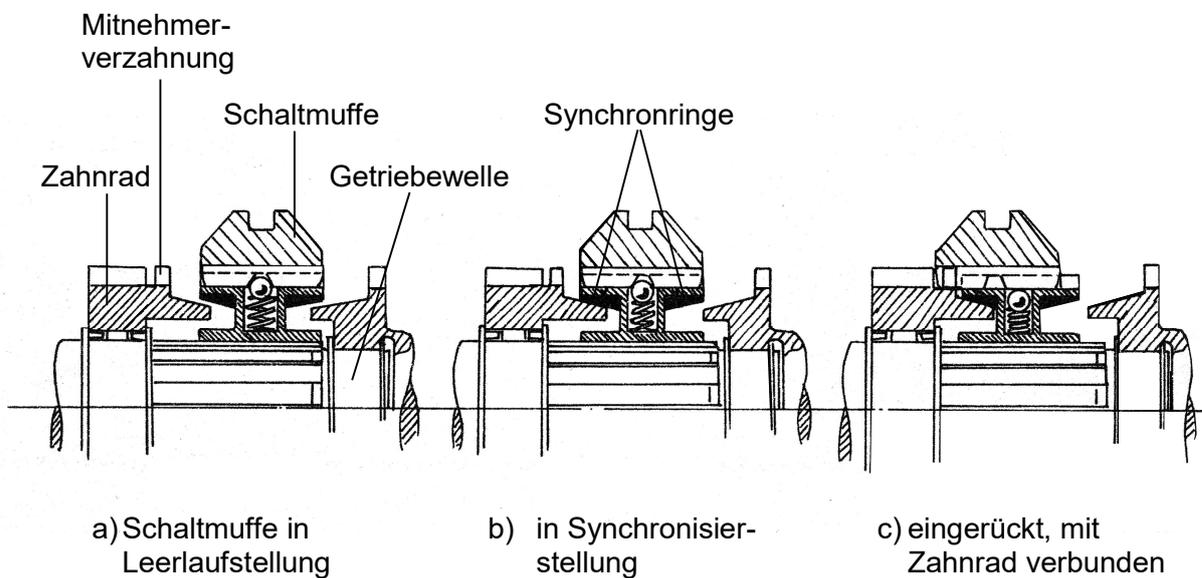


Abb. 4.2-15: Zwangssynchronisierung mit federbegrenzter Anpresskraft.

Zwangssynchronisation: (Abb. 4.2-15)

Schalten: Schiebemuffe axial bewegt, dabei zunächst

- vorbereitender Reibschluss (Reibkonus, federnder Reibring oder Reiblamellen) zur Erzwingung des Gleichlaufs (Synchronisierstellung), danach
- beim Durchschalten Formschluss.

Beachte:

In Synchronisierstellung Gleichlauf abwarten, Stellung an Druckpunkt (Abb. 4.2-15 federbelastete Kugel) erkennbar.

Weiterentwicklung zu

Sperrsynchronisation:

Gleiches Prinzip, jedoch an Stelle des Druckpunktes (federbelastete Anpresskraft) Sperrglieder, die Durchschalten erst bei Gleichlauf zulassen (unbegrenzte Anpresskraft). In Pkw so heute üblich.

Ausführungsbeispiele:

- Abb. 4.2-16: ZF

Synchronisieren: Reibring durch Reibmoment bis Anschlag verdreht, schiebt dabei Sperrstifte nach außen in Schaltmuffe. Anpresskräfte somit von Schaltmuffe über Sperrstifte auf Reibring.

Formschluss: Ist Gleichlauf erreicht, fehlt Drehmoment an Reibring. Schaltmuffe kann Sperrstifte axial zurückschieben.

- Abb. 4.2-17 und Abb. 4.2-18: : ZF „B“

Gleiches Prinzip, jedoch keine Sperrstifte, sondern Sperrring.

- Abb. 4.2-19 und Abb. 4.2-20: Borg-Warner

Auch in diesem Fall wird ein Sperrring verwendet.



Verdrehkraft aus Reibmoment (Reibring), abhängig von Δn .

Hinweise zur Auslegung:

- Benutzungsdauer der einzelnen Gänge beachten, vgl. Tab. 4.2-2. Betr. vor allem Dimensionierung der Lager (Wälzlager üblich).

- Durchbiegung der Wellen berechnen, Richtwerte

Pkw < 0,05 bis 0,1 mm

Lkw < 0,2 mm

Synchronisierreibringe, M_k und Wärmebelastung berechnen analog Hauptkupplung, Abschnitt 4.1.1

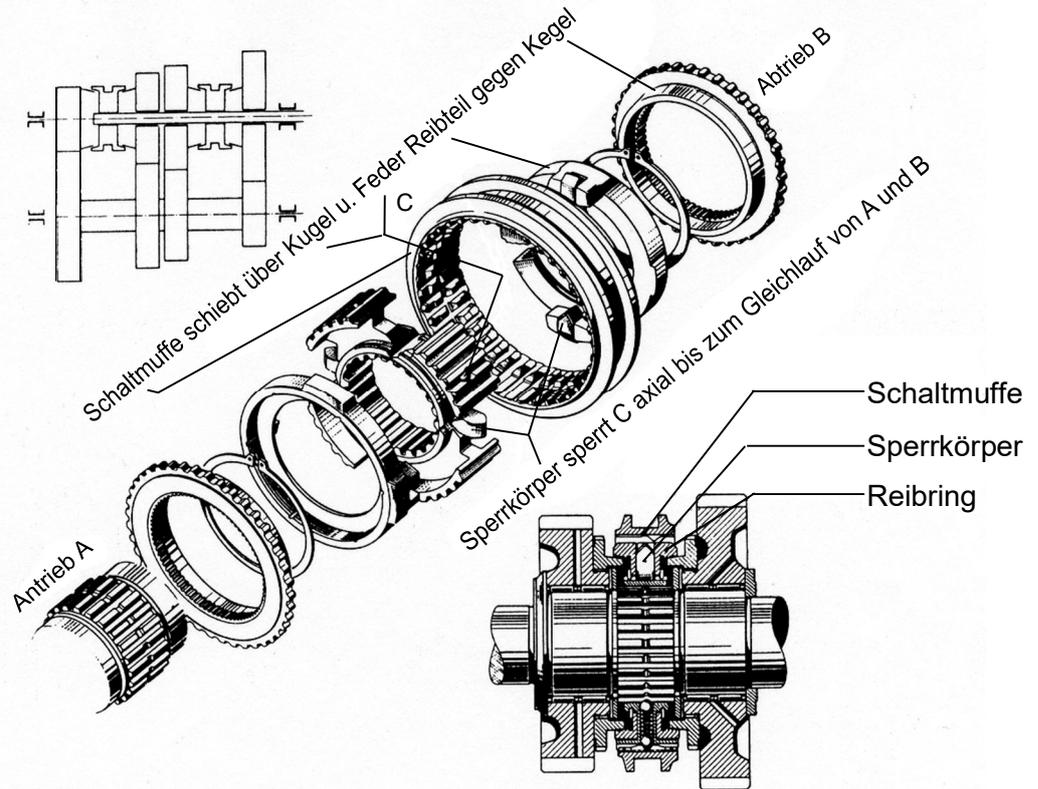


Abb. 4.2-16: Sperrsynchronisierung von ZF. Die Sperrung erfolgt durch radial bewegliche Sperrstifte.

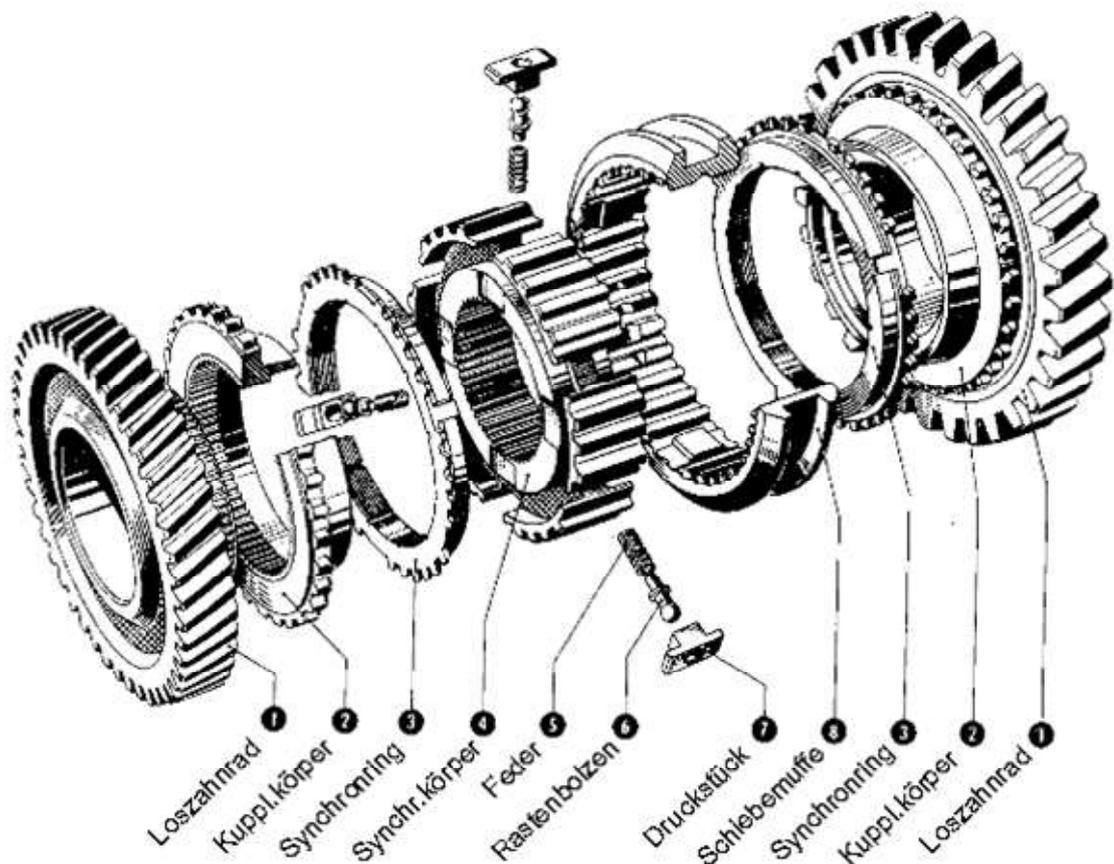


Abb. 4.2-17: Sperrsynchronisierung ZF „B“.

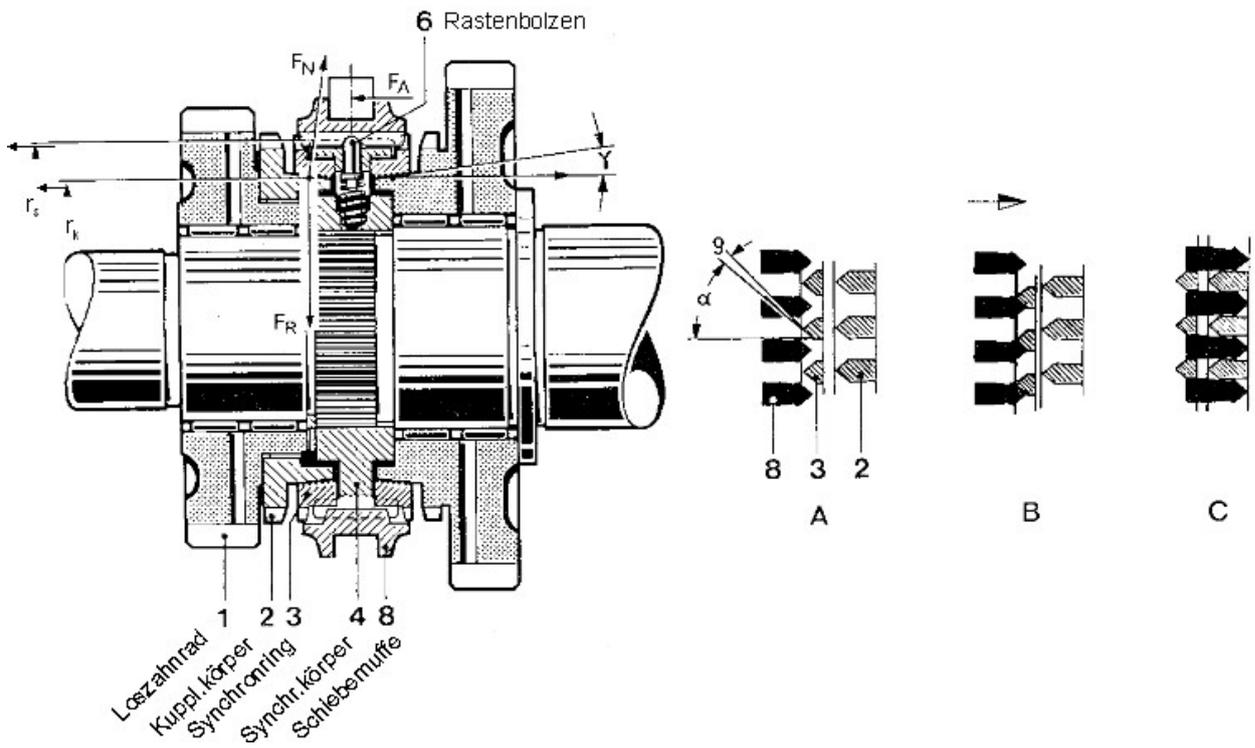


Abb. 4.2-18: Sperrsynchronisierung ZF „B“ (2).

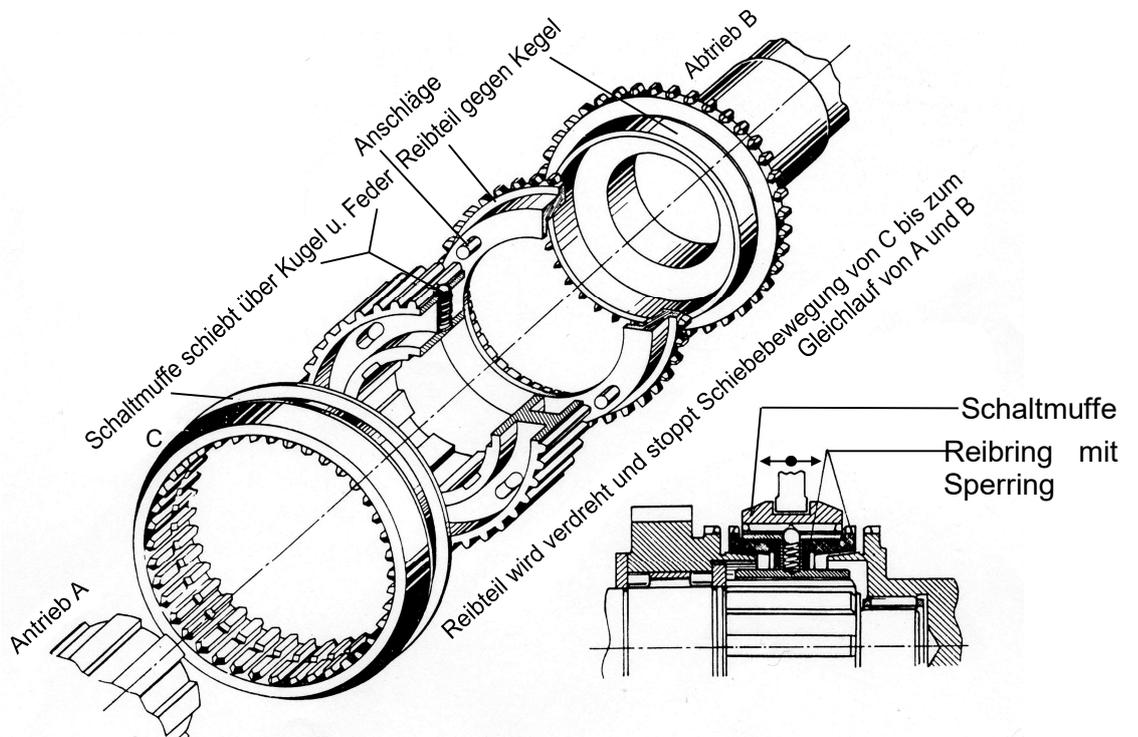
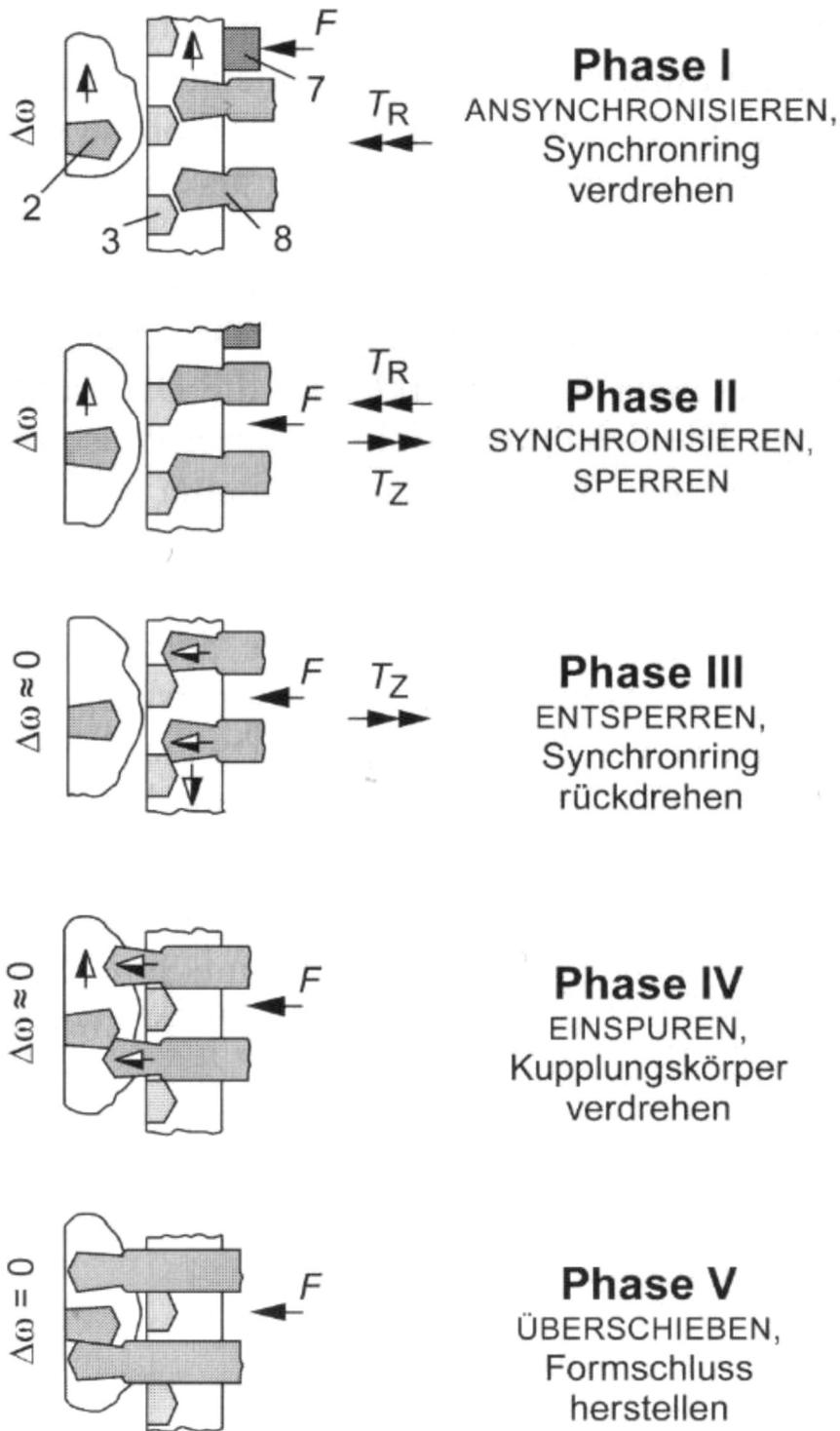


Abb. 4.2-19: Sperrsynchronisierung von Borg-Warner. Die Sperrung erfolgt durch Sperring (Klauen am Reibring).



2 Kupplungskörper (Kegel)
3 Synchronring mit Gegenkonus und Sperrverzahnung (Reibteil)
8 Schaltmuffe

Abb. 4.2-20: Sperrsynchronisierung von Borg-Warner: Synchronisiervorgang.

Gänge	PKW	LKW	Schlepper
1.	11	1	5
2.	11	3	5
3.	15	6	20
4.	26	10	50
5.	19	20	10
6.	18	60	10

Tab. 4.2-2 Größenordnung der Benutzungsdauer der einzelnen Gänge in % der Lebensdauer des Getriebes.

4.2.1.3 Planetengetriebe

Mechanische Umlaufgetriebe, Anwendung üblich in vollautomatischen Stufengetrieben (in der Regel in Verbindung mit hydrodynamischem Wandler).

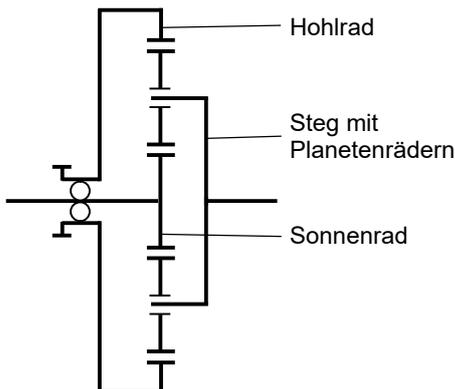
Vorteile von Planetengetrieben:

- + bauen klein.
- + Zähne im Dauereingriff.
- + Schalten unter Last (ohne Lasttrennung mittels Hauptkupplung) möglich, da „Synchronisiervorgang“ über Bandbremse bzw. Lamellenkupplung am Außendurchmesser \Rightarrow große Momente möglich ! Also Schalten ohne Zugkraftunterbrechung \Rightarrow Stufenautomat !
- + geräuscharm durch Innenverzahnung.

Nachteile:

- Herstellungskosten !
- Wirkungsgrad schlechter als beim Vorgelegegetriebe.

Aufbau eines Planetengetriebes: Einsteg-Planetengetriebe



3 Elemente, gegeneinander verdrehbar, (Abb. 4.2-21:).

Einsatz ohne Leistungsverzweigung:

Setze ein Element fest, verwende ein Element als Antrieb, ein Element als Abtrieb.

Einsatz mit Leistungsverzweigung:

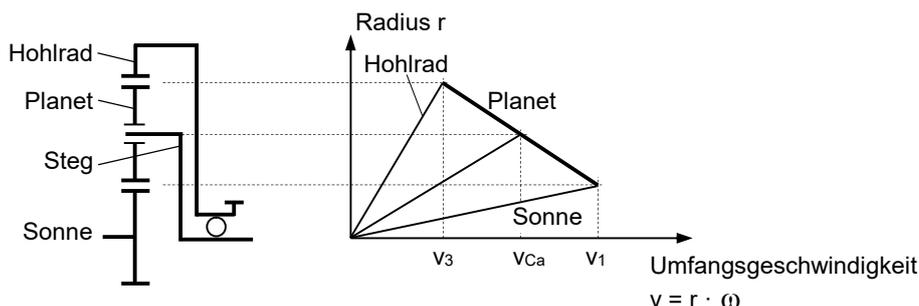
Antrieb oder Abtrieb über 2 Elemente.

Ermittlung der Übersetzungsverhältnisse:

Mit Kutzbachplan, Erläuterung am Beispiel.

Antrieb: Sonne und Hohlrads (Drehzahlen vorgegeben)

Abtrieb: Steg (Drehzahl gesucht)



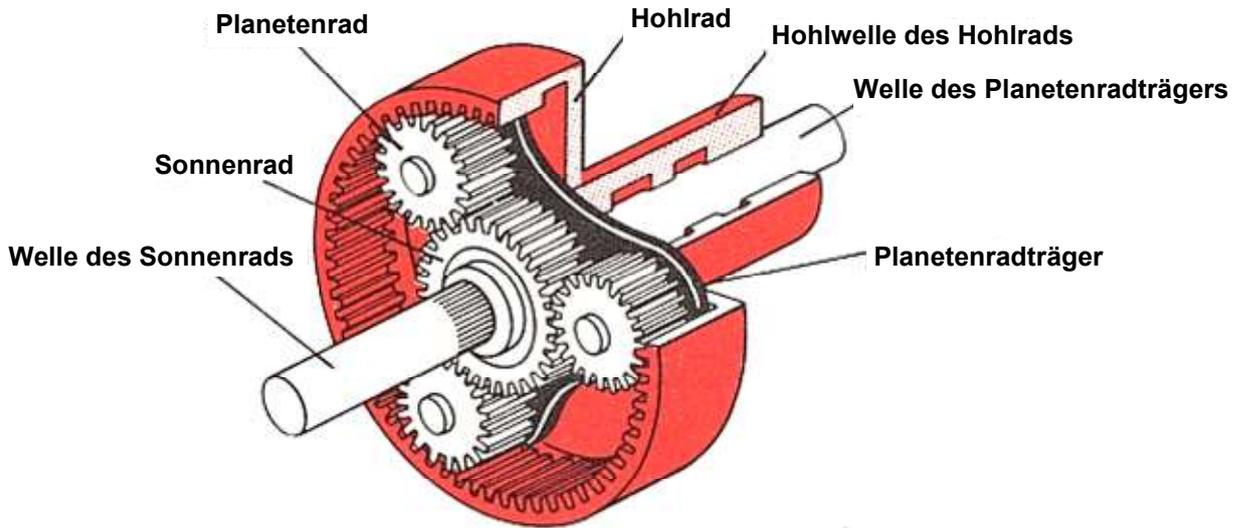
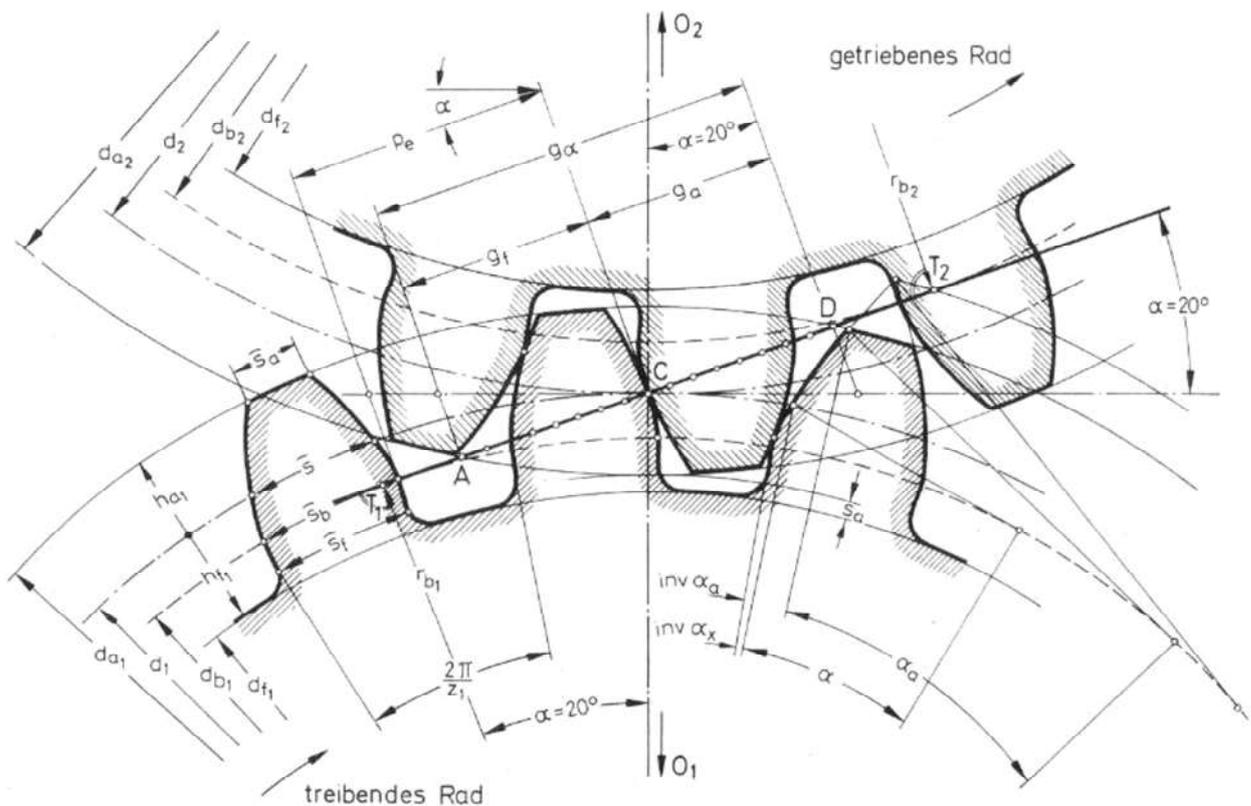


Abb. 4.2-21: Aufbau eines Einsteg-Planetengetriebes.



Achsabstand $a = \frac{1}{2} (d_1 + d_2)$
 C Wälzpunkt, liegt auf Wälzkreisen,
 Wälzkreisdurchmesser d_1, d_2

Abb. 4.2-22: Verzahnung Zahnradpaar.

Beispiel: Gesucht Übersetzungsverhältnis von Sonne zu Steg.

$$i = \frac{n_{\text{Sun}}}{n_{\text{Carrier}}} = \frac{n_1}{n_{\text{Ca}}}$$

$$\begin{aligned} v_1 - v_{\text{Ca}} &= v_{\text{Ca}} - v_3 \\ r_1 \cdot \omega_1 - r_{\text{Ca}} \cdot \omega_{\text{Ca}} &= r_{\text{Ca}} \cdot \omega_{\text{Ca}} - r_3 \cdot \omega_3 \\ 2 \cdot r_{\text{Ca}} \cdot \omega_{\text{Ca}} &= r_1 \cdot \omega_1 + r_3 \cdot \omega_3 \\ 2 \cdot r_{\text{Ca}} \cdot n_{\text{Ca}} &= r_1 \cdot n_1 + r_3 \cdot n_3 \end{aligned}$$

$$n_{\text{Ca}} = \frac{r_1 \cdot n_1 + r_3 \cdot n_3}{2 \cdot r_{\text{Ca}}}$$

$$i = 2 \cdot \frac{r_{\text{Ca}} \cdot n_1}{r_1 \cdot n_1 + r_3 \cdot n_3}$$

Beachte:

- Radien in Kutzbachplan sind Wälzkreis-(Teilkreis-)radien, Abb. 4.2-22.
- Übersetzungsverhältnis aus Kutzbachplan als Streckenverhältnis nur bei gleichen Bezugsradien abzulesen. Nur dann ist v-Verhältnis = ω -Verhältnis!

Einsteg-Planetengetriebe (ohne Leistungsverzweigung) ermöglicht insgesamt 7 verschiedene Übersetzungen (davon sind 2 Rückwärtsgänge!), Abb. 4.2-23.

Dabei gilt allgemein

Z_3 = Zähnezahl Hohlrad
 Z_1 = Zähnezahl Sonne

$$n_1 - n_{\text{Ca}} - (n_{\text{Ca}} - n_3) \cdot \frac{Z_3}{Z_1} = 0$$

So jedoch meist nicht für Kfz-Getriebe eingesetzt.

Grund: An- und Abtriebswellen müssen vertauscht werden, sehr aufwendig!

Daher Anwendung als

Mehrsteg-Planetengetriebe

d.h. Kombination mehrerer Planetensätze.

Heute verbreitet: Mehrsteg-Planetengetriebe als mechan. Nachschaltgetriebe zu hydrodyn. Drehmomentwandlern, z. B. als 6-, 7-, 8- oder 9-Gang-Stufenautomat.

Besonders geeignet auch in Verbindung mit Hybridantrieben, Abb. 3.2/72 und 73.

Beispiel Zweisteg-Planetengetriebe: Kombination von 2 Planetensätzen, wichtigste Bauarten

Ravigneaux - Planetengetriebe

Simpson - Planetengetriebe

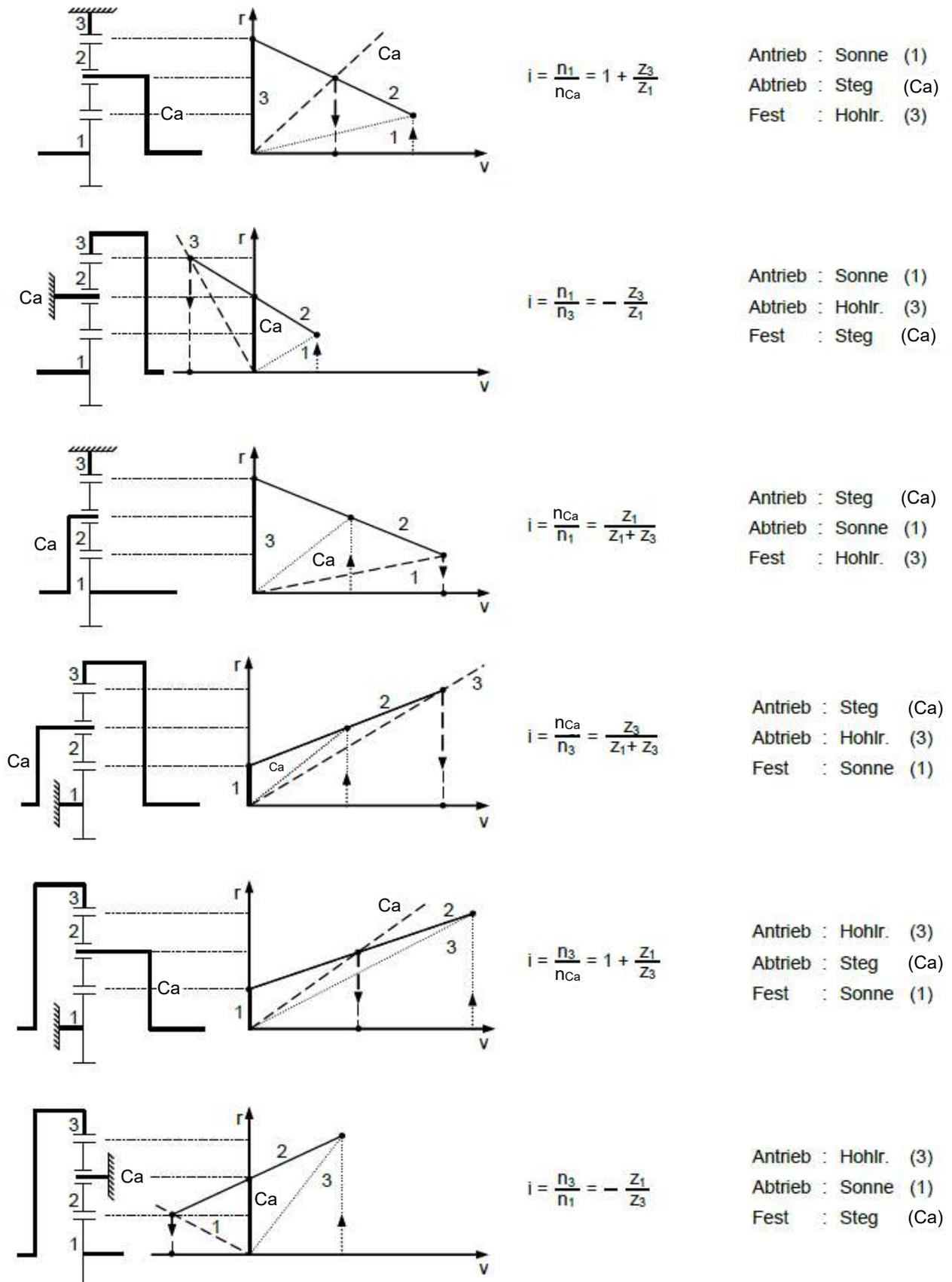


Abb. 4.2-23: Das Einsteg-Planetengetriebe (ohne Leistungsverzweigung) kann mit 7 verschiedenen Übersetzungsverhältnissen betrieben werden. Dabei ist $i = 1$ (Getriebe verblockt) als direkter Gang mitgezählt. z_i = Zähnezahl des betreffenden Zahnrades.

Ravigneaux - Planetengetriebe

- 1, 2 Sonnenräder
- 3, 4 Planetenräder
- 5 Hohlrad
- St Steg
- K_{1,2} Kupplungen
- B_{1,2} Bremsen

Schaltung: Abb. 4.2-24.

Damit 3 Vorwärtsgänge und 1 Rückwärtsgang.

In Skizze zu Ravigneaux-Planetengetriebe alle Räder in einer Ebene dargestellt.

Tatsächliche Ausführung (Abb. 4.2-25):

- Sonne 1 im Durchmesser etwas kleiner als Sonne 2.
- Planeten 3 und 4 am Stegumfang hintereinander.
- Stegdurchmesser Rad 3 etwas kleiner als von Rad 4.

Dann im 1. und 2. Gang Übersetzungen ins Langsame mit brauchbaren Übersetzungsverhältnissen.

Simpson-Planetengetriebe

Zwei gleiche Planetensätze

- 1, 4 Sonnenräder
- 2, 5 Planetenräder
- 3, 6 Hohlräder
- S_{1,2} Stege
- K_{1,2} Kupplungen
- B_{1,2} Bremsen

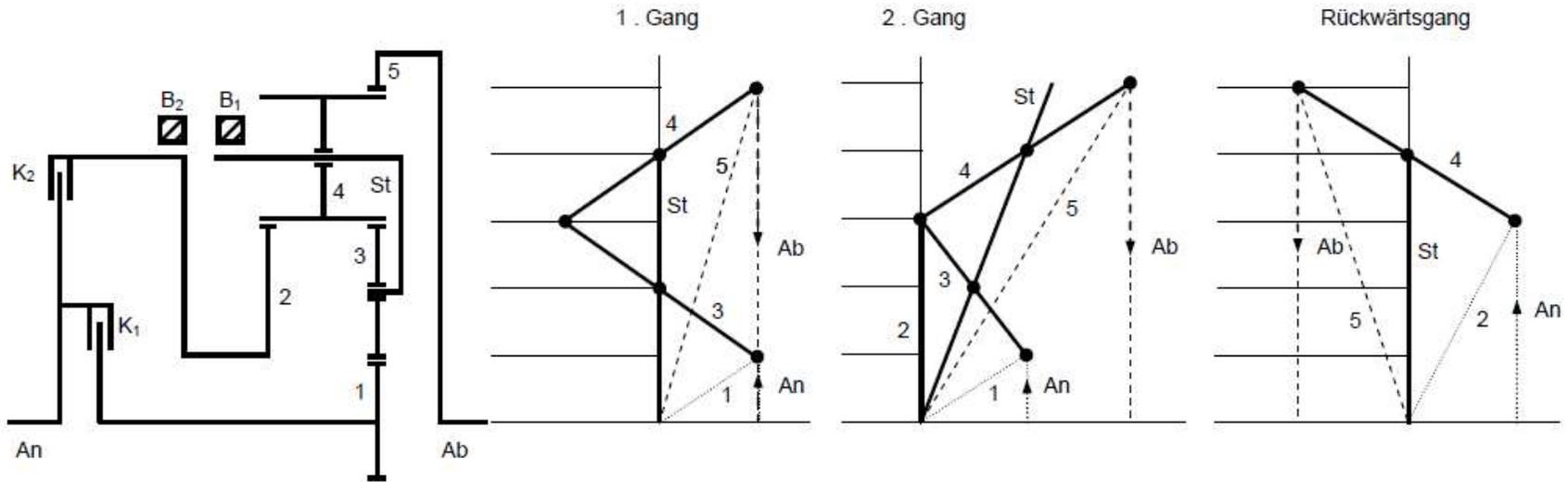
Gleiche Zahnräder der beiden Planetensätze: Vorteil für Fertigung.

Schaltung: Abb. 4.2-28.

Damit ebenfalls 3 Vorwärtsgänge und 1 Rückwärtsgang.

Anmerkungen zu Ravigneaux- und Simpson-Planetengetriebe:

- Bei Einsatz als mech. Teil automat. Getriebe werden alle Momente (Synchronisier- und Motormomente) kraftschlüssig übertragen. Steuerung der Kupplungen und Bremsen beim Schalten so, dass Schließen und Lösen mit Überschneidung. In Verbindung mit Schaltfreiläufen (meist 2) wird Ansteuerung von Kupplungen und Bremsen erleichtert.
- Parksperr als Klauenkupplung an Hohlrad 5 (Ravigneaux) bzw. 3 (Simpson).



- 1. Gang : K_1 und B_1 geschlossen. Gerade 1 als Antrieb, Gerade 3 aus Bedingung Radmitte ruht, analog Gerade 4, ergibt Gerade 5 als Abtrieb.
- 2. Gang : K_1 und B_2 geschlossen. Gerade 1 als Antrieb, Gerade 2 aus Bedingung Rad 2 ruht, damit Gerade 3. Gerade Steg durch Mitte 3, damit Gerade 4, ergibt Gerade 5 als Abtrieb.
- 3. Gang : K_1 und K_2 geschlossen, verblockt umlaufend, direkter Gang.
- Rückwärtsgang : K_2 und B_1 geschlossen. Gerade 2 als Antrieb, Steg ruht, damit Gerade 4, ergibt Gerade 5 als Abtrieb.

Abb. 4.2-24: Ravigneaux-Planetengetriebe.

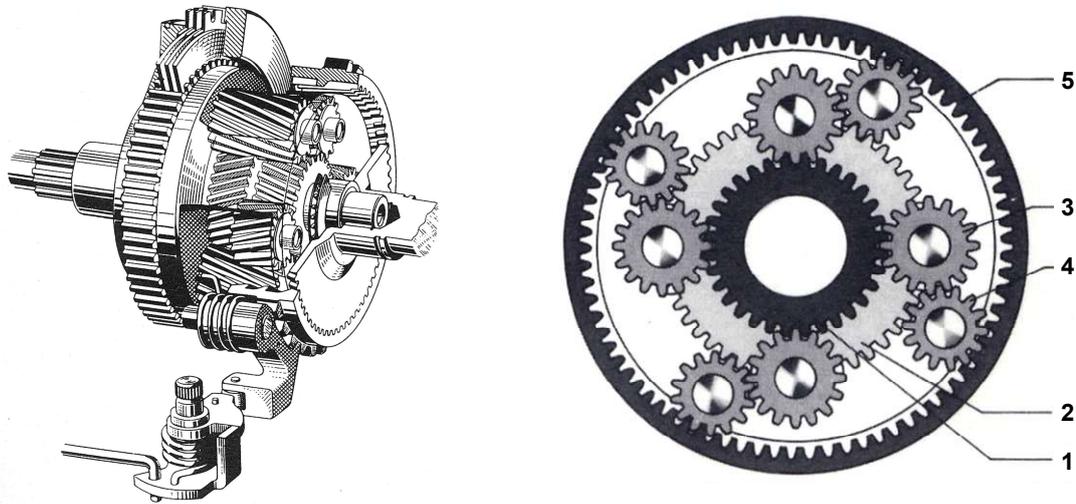
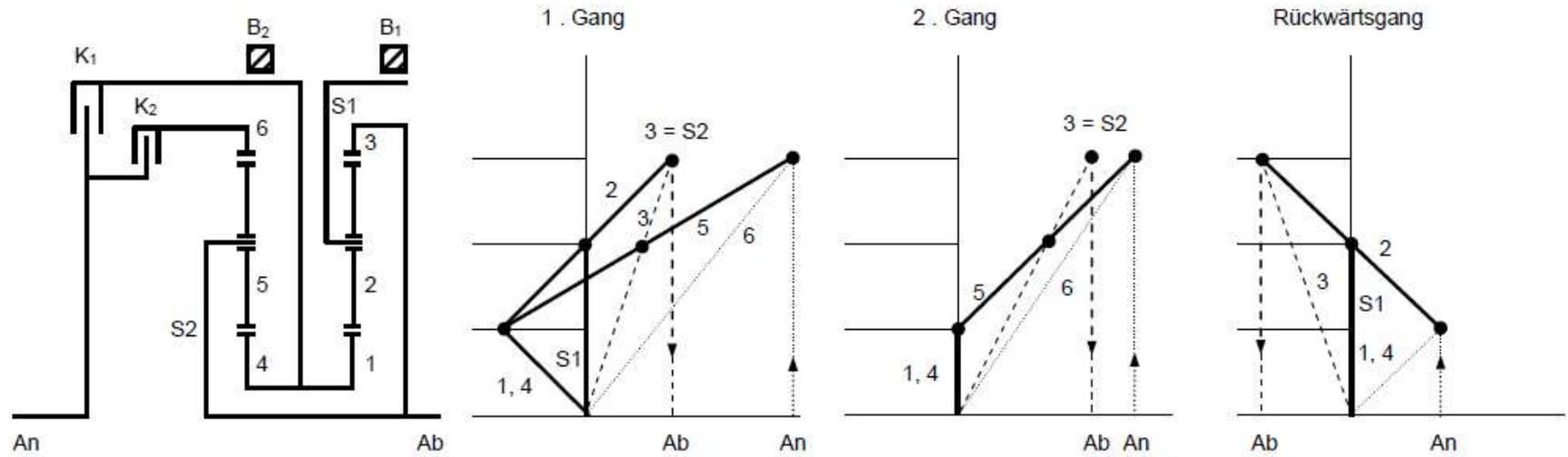


Abb. 4.2-25: Realisierte Ausführung eines Ravigneaux-Planetengetriebes:
1 kleines Sonnenrad, 2 großes Sonnenrad, 3 schmales Planetenrad, 4 breites Planetenrad, 5 gemeinsames Hohlrad.



- 1. Gang : K_2 und B_1 geschlossen. Gerade 6 als Antrieb, Gerade S1 aus Bedingung Steg 1 fest. Wähle Gerade 1, 4. Zeichne Gerade 2 (Radmitte fest) und 5 (zu 6). Zeichne Gerade 3 = S2, muss 5 halbieren, wenn Gerade 1, 4 richtig gewählt war. Abtrieb Gerade 3 = S2.
- 2. Gang : K_2 und B_2 geschlossen. Gerade 6 als Antrieb, Geraden 1, 4 für ruhende Räder. Gerade 5 von 4 zu 6. Damit Gerade S2 = 3, Gerade 3 als Abtrieb.
- 3. Gang : K_1 und K_2 geschlossen, verblockt umlaufend, direkter Gang.
- Rückwärtsgang : K_1 und B_1 geschlossen. Gerade 1, 4 als Antrieb. Rad 2 aus Bedingung, dass Radmitte ruht. Damit Abtrieb über Rad 3.

Abb. 4.2-26 Simpson-Planetengetriebe.

4.2.2 Strömungsgetriebe

a.) Einfacher Wandler

Grundanordnung und Strömungsverhältnisse ähnlich Strömungs-(Föttinger-)kupplung.

Aufbau aus 3 Rädern: Abb. 4.2-27: .

- Pumpenrad : Eingang (Index I(In))
- Turbinenrad : Ausgang (Index O(Out))
- Leitrad : Leitrad (Index L)

Leitrad ist gehäusefest (verbunden mit dem feststehenden Getriebegehäuse), Beschau felung lenkt Strömung um, wobei Moment M_L entsteht und am Gehäuse abgestützt wird. Gleichgewicht der äußeren Momente verlangt

$$M_O = M_I \pm M_L$$

Drehsinn von $M_L = f(\text{Anströmrichtung und Krümmung der Beschau felung})$.

Daher grundsätzlich

$$M_O \geq M_I \quad \text{möglich}$$

Für Kfz-bau von Interesse ist Übersetzung ins Langsame bei Momentenüberhöhung. Daher Wandlerauslegung (Beschau felung, ...) so, dass stets

$$\begin{aligned} M_L &> 0 \\ M_O &> M_I \end{aligned}$$

d.h.

Dann muss jedoch Abtriebsdrehzahl wunschgemäß sinken, da sonst Leistungsgewinn im Getriebe (wegen $P = M \cdot \omega$!).

Betriebszustände mit $M_O < M_I$

und $n_O < n_I$

ebenfalls möglich, dort jedoch Wirkungsgrad sehr schlecht.

Berechnung der Momente analog Kupplung (Abschnitt 4.12)

$$M_I = k_I \cdot n_I^2 \cdot d^5$$

Eingang (Pumpe)

$$M_O = k_O \cdot n_O^2 \cdot d^5$$

Ausgang (Turbine)

worin

$k_{I,O}$ [N·min²/m⁴] = Wandlerfaktoren

$n_{I,O}$ [1/min] = Drehzahlen

d [m] = Durchmesser, Abb. 4.2-27: .

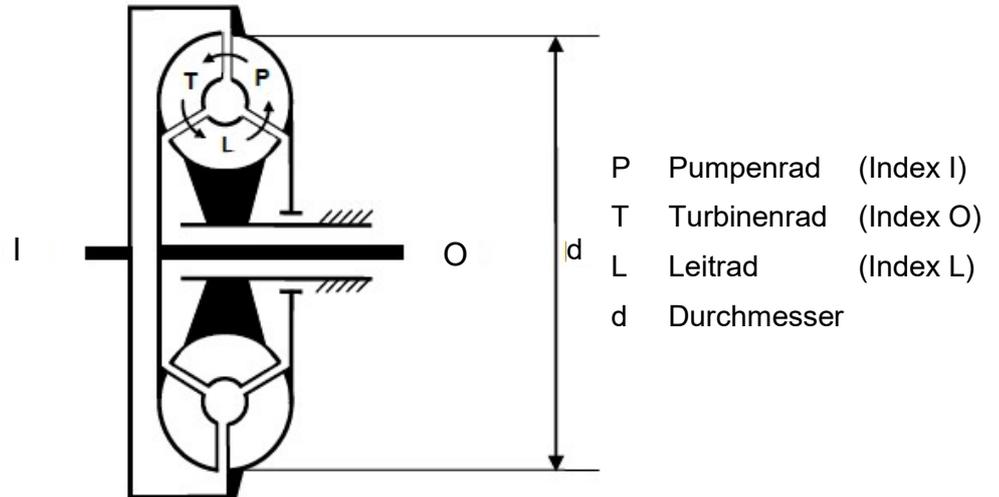


Abb. 4.2-27: Einfaches Strömungsgetriebe (hydrodynamischer Drehmoment-Drehzahlwandler).

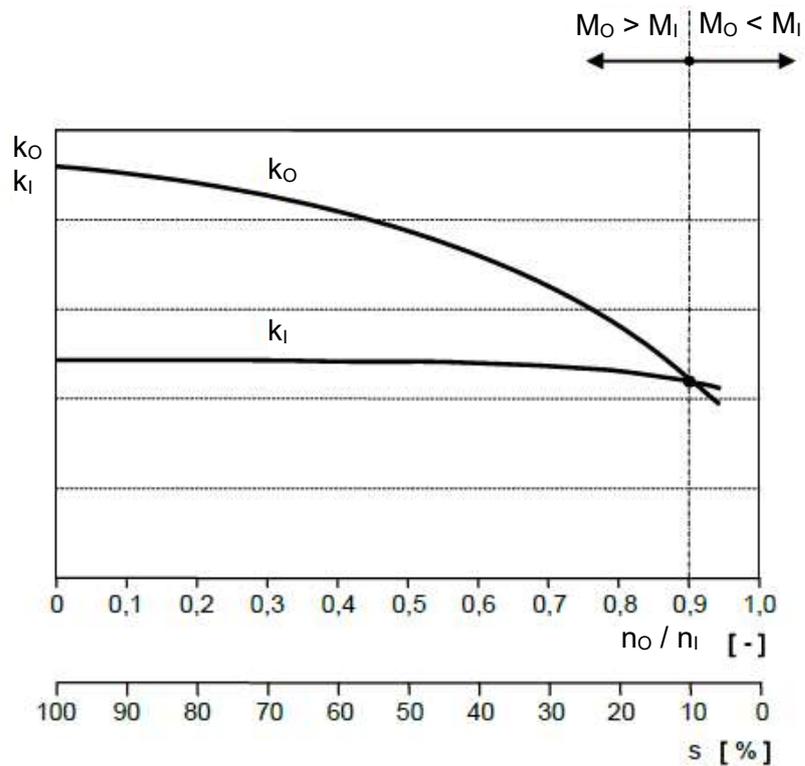


Abb. 4.2-28: Verlauf der Wandlerfaktoren k_i und k_o für konst. Antriebsdrehzahl n_i bei der Durchströmfolge PTL.

Verlauf der k-Faktoren: **Abb. 4.2-8:**

Abhängigkeit von Art des Füllstoffes, Beschau felung, Drehzahlen und Durchströmfolge PTL oder PLT.

PTL-Wandler:

Unabhängig von n_o (d.h. Anströmrichtung aus Turbine T) wird Strömung durch nachfolgendes Leitrad L stets in etwa gleicher Richtung auf Pumpe P gelenkt. Daher Wandler rückwirkungsarm, d.h. $k_l \approx \text{konst.}$ bei $n_l = \text{konst.}$ \Rightarrow Veränderung von M_o und damit n_o ergibt praktisch keine Rückwirkung auf M_l -Bedarf (Motormoment), vgl. Abb. 4.2-28.

Daher PTL-Wandler im Kfz-bau üblich.

PLT-Wandler:

$k_l \neq \text{konst.}$ bei $n_l = \text{konst.}$, daher bei Veränderung von M_o (n_o) Rückwirkung auf M_l , unerwünscht.

Berechnung der Leistungen:

$$P_l = M_l \cdot \omega_l = M_l \cdot \pi \cdot \frac{n_l}{30} = k_l \cdot \frac{\pi}{30} \cdot n_l^3 \cdot d^5$$

$$P_o = M_o \cdot \omega_o = M_o \cdot \pi \cdot \frac{n_o}{30} = k_o \cdot \frac{\pi}{30} \cdot n_l^2 \cdot n_o \cdot d^5$$

Daraus folgt für den Wirkungsgrad:

$$\eta = \frac{P_l}{P_o} = \frac{k_o \cdot n_o}{k_l \cdot n_l}$$

Damit Kennfeld des Strömungs-(Föttinger-)Getriebes gemäß Abb. 4.2-29.

Anmerkungen:

- Drehmoment: PTL-Wandler, also $k_l \approx \text{konst.}$ (bei $n_l = \text{konst.}$), d.h. $M_l \approx \text{konst.}$ \Rightarrow $M_o / M_l \approx \text{prop. } k_o$.
- Wirkungsgrad: $P_l = M_l \cdot \omega_l$ ebenfalls etwa konst., $\Rightarrow \eta = P_o / P_l \approx \text{prop. } k_o \cdot n_o$.

Anschauliche Erklärung für η -Verlauf:

Beschau felung nur im Auslegungspunkt richtig angeströmt, daher dort nur Reibungsverluste an Pumpen-, Turbinen- und Leitrad. In allen anderen Betriebspunkten zusätzlich Anströmverluste, Abb. 4.2-30.

$$\eta_{\text{max}} = 90 - 95 \% \quad \text{erreichbar.}$$

Auslegungspunkt: Bei Pkw-Wandlern nahe $n_o / n_l = 0,5 \dots 0,8$, damit η -Kurve im Bereich $n_o = 0$ bis $M_o / M_l = 1$ füllig!

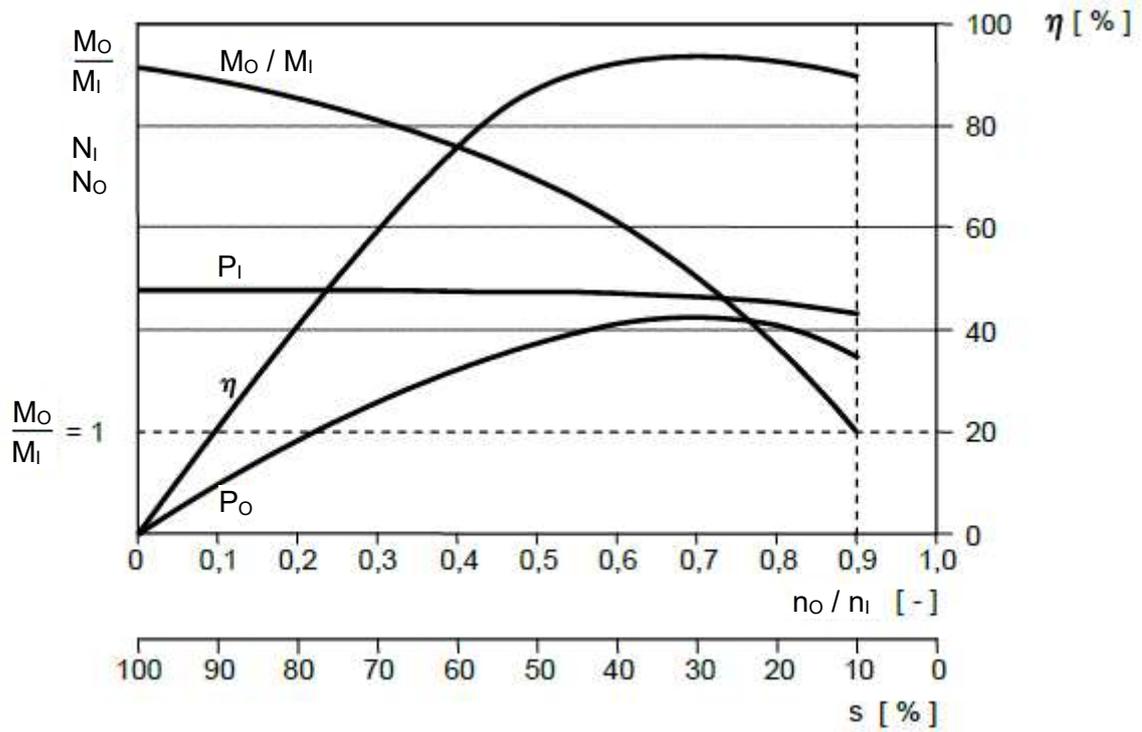


Abb. 4.2-29: Kennfeld eines Strömungsgetriebes, dargestellt für konstante Eingangsrehzahl n_i .

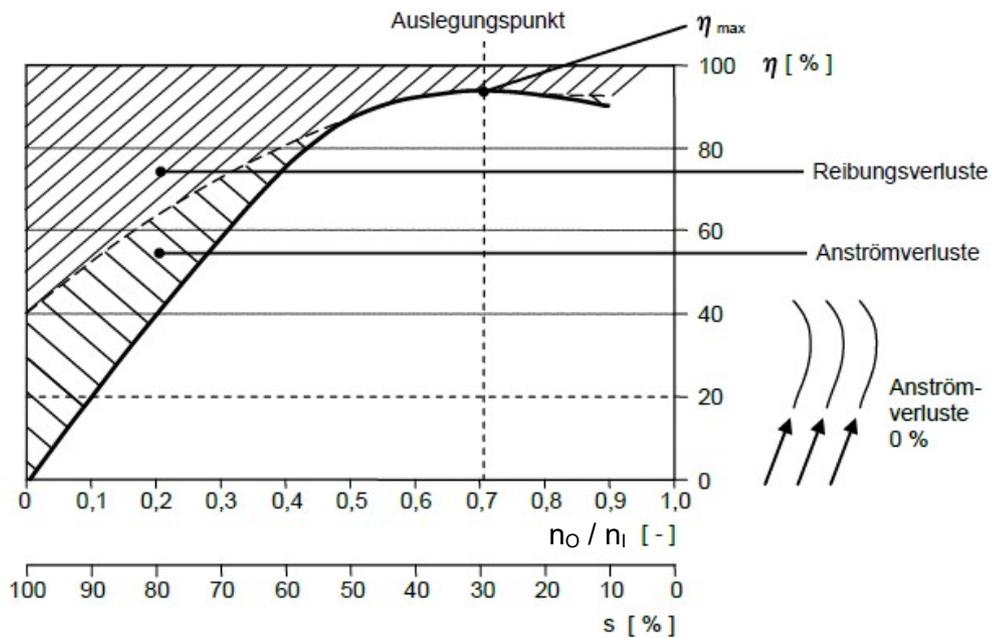


Abb. 4.2-30: Entstehung der Verluste im Strömungsgetriebe aus Reibungs- und Anströmverlusten.

Einfacher Wandler wirtschaftlich nur vertretbar im

- Anfahrzustand ($n_o = 0$, $M_o = M_{o,max}$) sowie im
- Auslegungspunkt (η_{max}).

Ansonsten ist η zu schlecht !

Abhilfe:

b.) Trilok-Wandler (Kupplungswandler)

Leitrad nicht mehr starr fixiert, sondern über Freilauf F an Getriebegehäuse, vgl. Abb. 4.2-31.

Zwei Betriebszustände:

- $M_o > M_i$: Dabei $M_L > 0$, Freilauf setzt Leitrad an Gehäuse fest, Betrieb als einfacher Wandler.
- $M_o = M_i$:
 - Bei einfachem Wandler nur bei bestimmtem n_o / n_i (etwa 0,9) möglich. Wächst n_o / n_i weiter, dann wird $M_o < M_i$ (unerwünscht), d.h. $M_L < 0$, Dreh-sinn von M_L umgekehrt !
 - Bei Trilok-Wandler $M_L < 0$ unmöglich, da hier Freilauf löst, L läuft frei in Strö-mung mit um $\Rightarrow M_L = 0$, $M_o = M_i$. Also hier zwar ebenfalls

$$M_o = M_i$$

bei best. n_o / n_i (etwa 0,9). Bei weiter wachsendem n_o / n_i bleibt jedoch $M_o = M_i$, daher Trilokwandler ab „Kupplungspunkt“ ($n_o / n_i \approx 0,9$) im Kupp-lungsbetrieb.

Kennfeld eines Kupplungswandlers: Abb. 4.2-32.

$n_o / n_i \approx 0,5 - 0,8$: Wandler-Auslegungspunkt, $\eta_{W,max}$.

$n_o / n_i \approx 0,9$: Kupplungspunkt, $M_o = M_i$.

$n_o / n_i \approx 0,98$: Dauerbetriebspunkt, Trilok-Wandler im Kupplungsbetrieb.

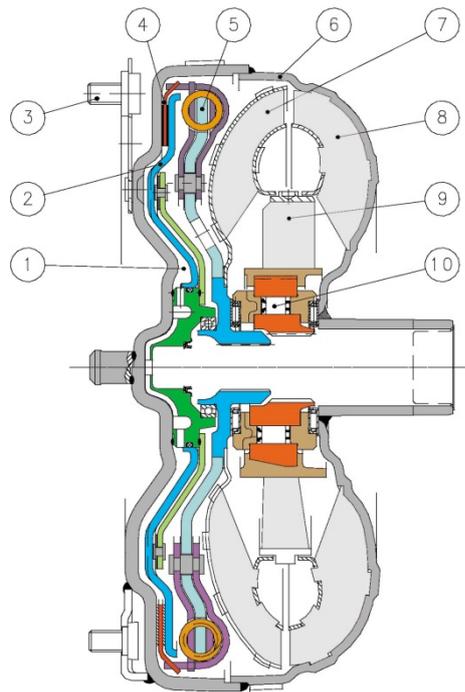
Anmerkungen zu hydrodynamischen Getrieben:

Vorteile:

- + Bei kleinen Motordrehzahlen sind übertragene Momente sehr klein, daher kein Abwürgen des Motors.
- + Erhöhen der Motordrehzahl zum Anfahren bringt bei Anfahrerdrehzahl n_i höchstes Moment M_o bei $n_o = 0$!
- + Kein Verschleiß, keine Gleitreibung.

Nachteile:

- Preis und Wirkungsgrad.
- Schlechtere Bremswirkung als starre Motor-Getriebe-Verbindung.
- Anschieben (ohne zusätzlichen technischen Aufwand) nicht möglich.



WSK := Wandler-Schaltkupplung

- 1 Raum hinter der WSK
- 2 WSK-Kolben

- 3 Einleitung Motordrehzahl
- 4 Belaglamelle der WSK
- 5 Torsionsdämpfer
- 6 Wandler Deckel
- 7 Turbine
- 8 Pumpe
- 9 Leitrad
- 10 Freilauf des Leitrades

Abb. 4.2-31: Trilok-Wandler mit schaltbarer Reibkupplung zur Überbrückung von Pumpe und Turbine (Wandler-Schaltkupplung). Im Gegensatz zum einfachen Strömungsgetriebe gemäß Abb. 4.2/41 ist hier das Leitrad über einen Freilauf über eine Hohlwelle am Getriebegehäuse abgestützt.

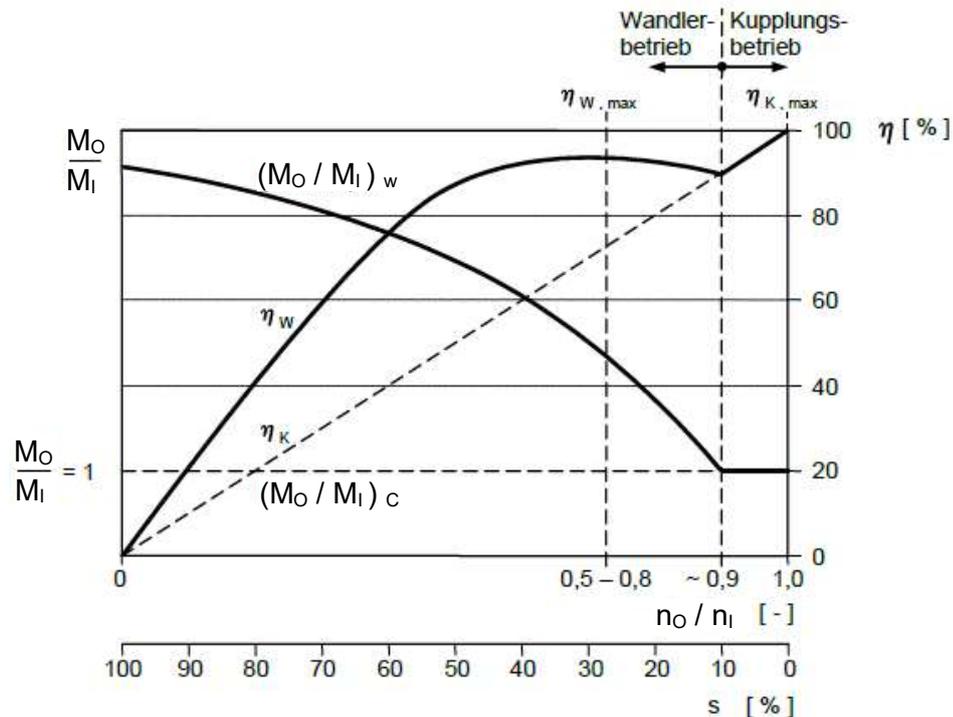


Abb. 4.2-32: Kennfeld eines Trilok-Wandlers, dargestellt für konstante Eingangsdrehzahl n_i .

4.2.3 Automatische Stufengetriebe

4.2.3.1 Halbautomat

Definition: (Halbautomatisches Stufengetriebe)

Anfahren: Automatische Reibkupplung

Schalten: Halbautomatisch, d.h.
Schaltpunkt legt Fahrer fest (Hebel oder Schalter),
Schaltvorgang automatisch.

a.) Teilautomatisiertes Vorgelegegetriebe

Übliche Bauweise.

Prinzipieller Aufbau:

- Automatisch betätigte Reibkupplung
 - Anfahren
 - Lasttrennung zum Schalten
- Handgeschaltetes Vorgelegegetriebe
 - Sperrsynchronisiert

Funktion: Abb. 4.2-33.

- Anfahren: Trockene Reibkupplung,
Betätigung (automatisch)
Pkw: elektrisch oder elektrohydraulisch
Lkw: elektropneumatisch
- Schalten: Vorgelegegetriebe
 - Betätigung (durch Fahrer ausgelöst)
wie bei Handschaltung (Schaltgestänge oder Seilzugschaltung)
oder
Pkw: elektrisch oder elektrohydraulisch
Lkw: elektropneumatisch
 - Lasttrennung (automatisch)
über Anfahrkupplung

Wirkungsgrade:

Etwas geringer als bei Handschaltgetriebe, geringe Zusatzverluste durch Betätigungseinrichtung.

$$\eta = 96 - 98 \%$$

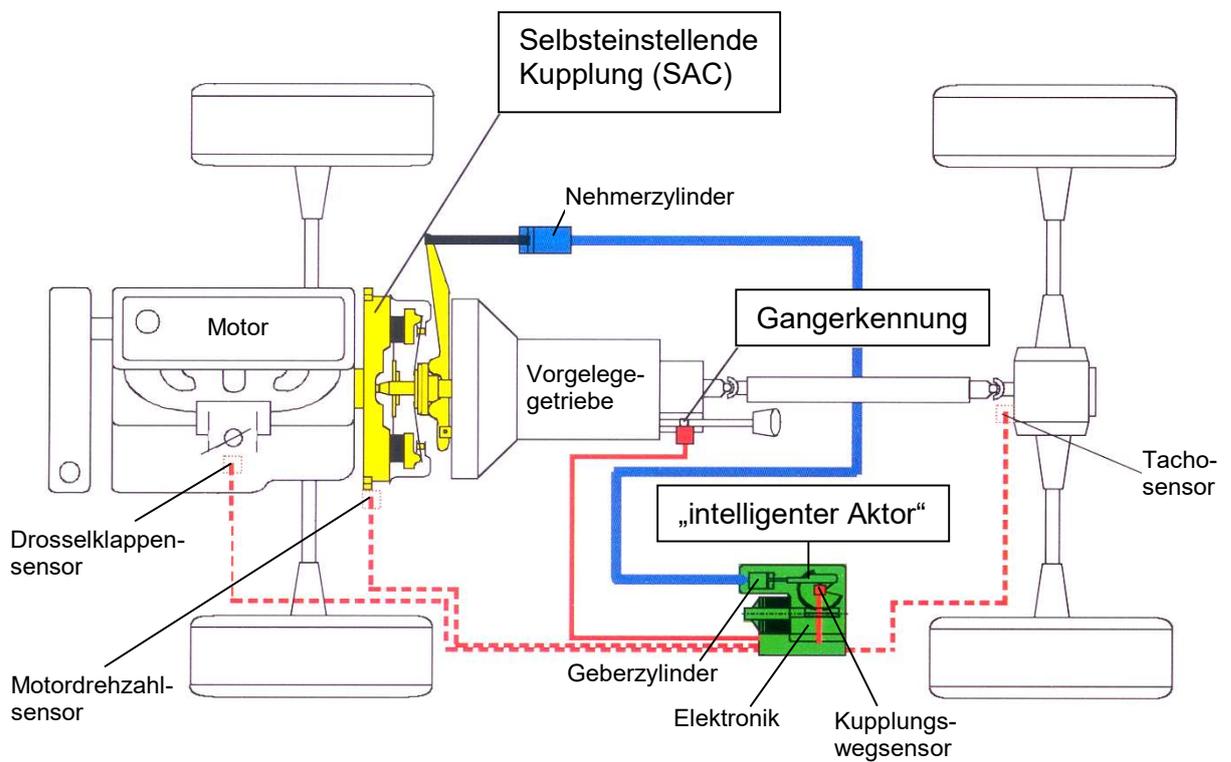


Abb. 4.2-33: Systemübersicht eines halbautomatischen Stufengetriebes (Bauart Luk / Bosch).

Anmerkungen:

- Aufwand bei Steuerelektronik erheblich, da Zusatzfunktionen wie z.B.
 - automatische Gaswegnahme bei Gangwechsel (Sensierung der Schalthebelbetätigung über Gangerkennung),
 - Unterdrückung von Drehmomentspitzen bei Lastwechsel (Sensierung von Drosselklappenstellung und Motordrehzahl), Kupplung lässt gezielt Schlupf zu,
 - Überprüfung der Gangwahl, Vermeidung von unzulässigen Motordrehzahlen (Erkennung des eingelegten Ganges, Fahrgeschwindigkeit von Tachosensor).
- Annäherung an Zugkrafthyperbel praktisch wie bei Handschaltgetriebe, vgl. Abb. 2.1/29.

Beispiel: Abb. 4.2-34.

- Automatisierte Fünfgang-Schaltgetriebe von Opel (MTA = Manual Transmission Automated)
- Trockenkupplung (Anfahren, Lasttrennung), hydraulisch betätigt, angesteuert über elektromagnetisches Ventil.
- Fünfgang-Schaltgetriebe Betätigung elektrohydraulisch (Getriebe, Schaltgabeln und Synchronelemente).



Abb. 4.2-34: Schnittmodell eines automatisierten Fünfgang-Schaltgetriebes von Opel

4.2.3.2 Vollautomat

Definition: (Vollautomatisches Stufengetriebe)

Anfahren und Schalten vollautomatisch.

a.) Vollautomatisches Planetengetriebe

Übliche Bauweise als Wandlerautomat (WA).

Prinzipieller Aufbau und Funktion:

- Anfahren: Trilok-Wandler
(verschleißfrei, zusätzlich Drehmomentüberhöhung)
- Schalten: Rein kraftschlüssig
 - über Reibkupplungen und Bremsen
(keine Lasttrennung, keine Zugkraftunterbrechung !),
 - Betätigung elektrohydraulisch,
 - Freiläufe zur Festlegung von Drehrichtungen bzw. Abstützung von Drehmomenten.

Wirkungsgrade:

- Trilok-Wandler je nach Lastzustand (speziell im Dauerbetriebspunkt) überbrückt oder umgangen, Verluste reduziert.
- Es bleiben gegenüber Handschaltgetriebe
 - größere Reibung
 - verstärktes Ölpanschen
 - Leistungsbedarf Ölpumpe (Zahnrad oder Flügelzellenpumpe).
 } mehr bewegte Teile (viele Kupplungen und Bremsen)!
 Daher η - Handschaltgetriebe am besten (Abb. 4.2-35).

Schalten, Schaltprogramme:

- Moderne Stufenautomaten: Beispiel System Abb. 4.2-36.
 - Günstigster Gang elektronisch ermittelt (Wählhebelstellung, Stellung und Stellgeschwindigkeit der Drosselklappe) eingelegt hydraulisch über elektr. Ventile.
 - Schaltprogramm wird der Fahrweise angepasst (z.B. 5 verschiedene Schaltkennfelder von verbrauchsoptimiert bis extrem leistungsorientiert).
 - Gangfesthaltung in Kurven möglich (Schaltvorgang in Kurve unterdrückt je nach a_y und v !). Damit Erhöhung Stabilität in Kurven.
 - Zusätzlich zu Automatik-Modus ist Manuell-Modus (Tiptronic) möglich. Hierzu zweite Schaltgasse für Wählhebel (Tippen nach vorne oder hinten) oder Knöpfe am Lenkrad. Steuerung erlaubt Schaltung nur, wenn von Drehzahl her möglich !
- Ältere Stufenautomaten:
 - Steuerung rein hydraulisch über Verschiebung von Steuerkolben.
Position des Steuerkolbens = $f(p_1 - p_2)$, somit Druck oder Entlastung auf Hydraulikleitungen zu Kupplungen oder Bremsen.

$$p_1 = f(v), p_2 = f(\text{Motorbelastung})$$

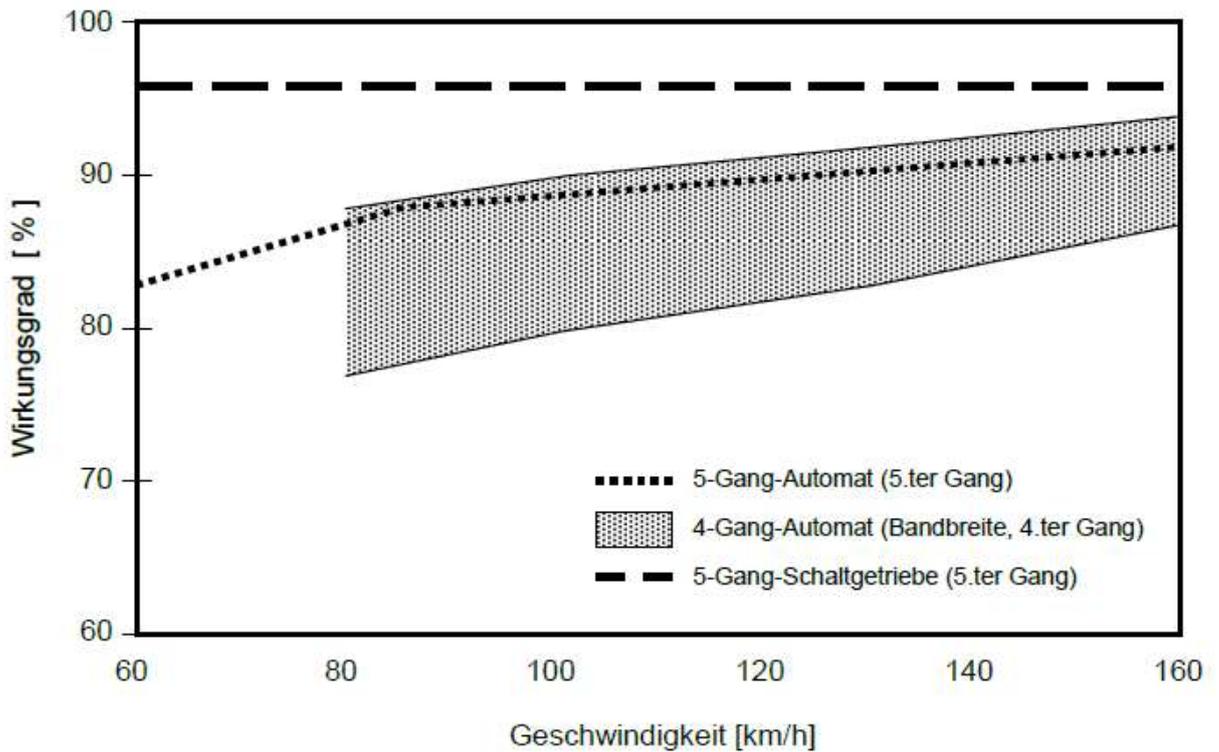


Abb. 4.2-35: Vergleich der Wirkungsgrade von Stufen-Vollautomaten (Trilok-Wandler und Planetengetriebe) mit einem Handschaltgetriebe (Vorgelege). Dargestellt ist der Getriebe-Gesamtwirkungsgrad, d.h. der Einfluss der Ölpumpen bei den Automaten ist berücksichtigt.

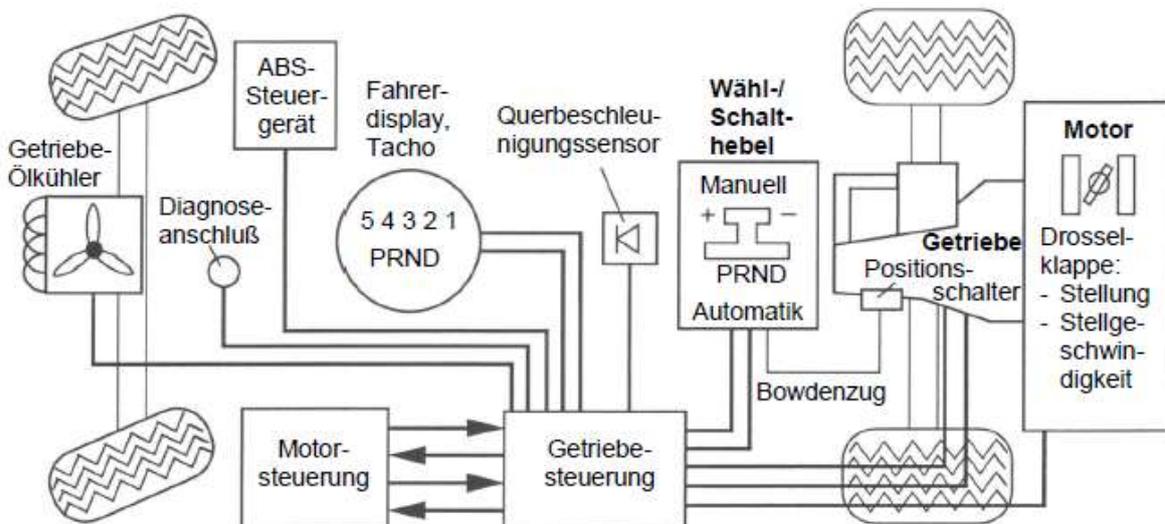


Abb. 4.2-36: Systemübersicht eines Stufen-Vollautomaten mit Planetengetriebe (ZF). Zusätzlich zum Automatik-Modus ist ein Manuell-Modus möglich („Tiptronic“).

Anmerkungen:

- Ölpumpe auf Primärseite (Getriebeeingang) erforderlich, dann aber kein Anschleppen möglich. Hierzu wäre auch Sekundärpumpe erforderlich !
- Kennfelder im Fahrzustandsdiagramm im Vergleich für ein älteres Fahrzeug mit Saugmotor (Straßenfahrleistung ca. 77 kW):
 - Schaltgetriebe, Abb. 4.2-37:
5-Gänge, vergleichbar mit
 - Vollautomatisches Stufengetriebe, Abb. 4.2-38:
4-Fahrstufen

1. Gang des Schaltgetriebes durch stufenlose Anfahrwandlung des Trilok-Wandlers ersetzt, es erfolgt eine Wandlerüberbrückung (mit Wandler-schaltkupplung WSK) in der 3. und 4. Fahrstufe.
- Kennfelder im Fahrzustandsdiagramm im Vergleich für ein aktuelles Fahrzeug mit Turbomotor (Straßenfahrleistung ca. 140 kW):
 - Schaltgetriebe Abb. 4.2-39
 - :
6-Gänge
 - Vollautomatisches Stufengetriebe, Abb. 4.2-40
 - :
8-Fahrstufen

Zur Erreichung optimaler Fahrleistungen wird hier 1. Fahrstufe kürzer übersetzt als beim Handschaltgetriebe.

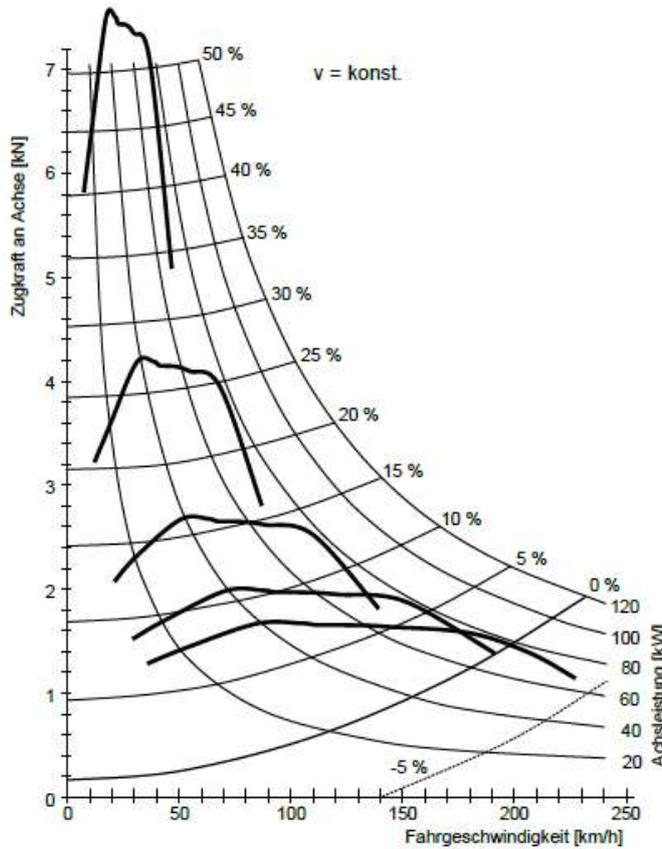
Zur Kraftstoffersparnis ist 8. Gang lang übersetzt („Ökogang“), die Höchstgeschwindigkeit wird im 7. Gang erreicht.

Durch die 8 Fahrstufen wird eine nahezu optimale Angleichung an die Zugkrafthyperbel erzielt.

In den Fahrstufen 4 bis 8 ist der Wandler ständig überbrückt (WSK), um den Wirkungsgrad zu verbessern. Lediglich in Fahrstufen 1 bis 3 kann die WSK geöffnet werden, um die Wirkung der Drehmomentüberhöhung zu nutzen.

Die hohe Zugkraft in der 1. Fahrstufe von fast 14 kN (mit Wirkung der Wandlerüberhöhung sogar noch höher) kann von dem Fahrzeug übertragen werden, da es mit Allradantrieb ausgerüstet ist.

Die auffälligen Plateaus der einzelnen Zugkraftkurven entstehen, da der Ladedruck des Turbomotors derart geregelt wird (Ladedruckregelventil), dass der Motor über einen großen Drehzahlbereich ein konstantes Drehmoment abgibt.
- Kraftstoffverbrauch im ECE-Zyklus bei Automat im Vorteil, da Schaltpunkte im Zyklus nur für Schaltgetriebe vorgegeben !



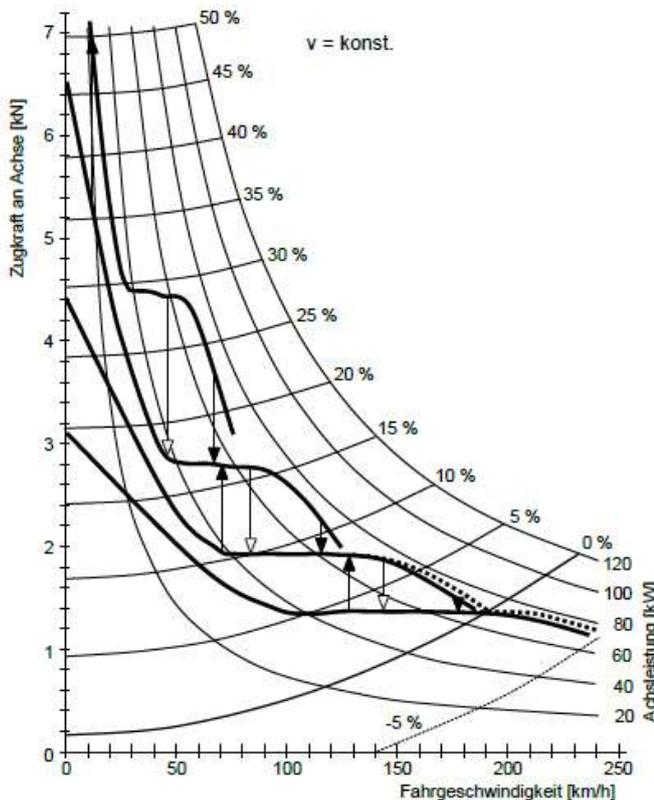
Reifen : 195/65 R 15
 Dyn. Rollradius : 308 mm
 Motorleistung : 85 kW (5400 1/min)
 Straßenfahrleistung: ca. 77 kW
 Drehmoment : 170 Nm
 Drehzahlbereich : 1000 1/min – 6400 1/min
 Gewicht : 1555 kg
 $C_d \cdot A_F$: $0,30 \cdot 2,09 \text{ m}^2 = 0,627 \text{ m}^2$
 Getriebe-
 Übersetzung i_G : 1. Gang = 3,954
 2. Gang = 2,187
 3. Gang = 1,387
 4. Gang = 1,000
 5. Gang = 0,845
 Antriebsachse i_A : 3,900

Gang	max. Steigung % bei km/h	max. Geschw. km/h bei 1/min
1	56,1	19,6
2	27,6	35,4
3	16,3	55,8
4	10,7	71,5
5	8,2	84,6

Zugkraft = 7601 N bei 19,8 km/h (1.-Gang)

Abb. 4.2-37:

Fahrzustandsdiagramm eines Mittelklassewagens mit Zugkraftkurven bei einem Fünfgang-Schaltgetriebe.



Reifen : 195/65 R 15
 Dyn. Rollradius : 308 mm
 Leistung : 85 kW (5400 1/min)
 Straßenfahrleistung: ca. 77 kW
 Drehmoment : 170 Nm
 Drehzahlbereich : 1000 1/min – 6400 1/min
 Gewicht : 1555 kg
 $C_d \cdot A_F$: $0,30 \cdot 2,09 \text{ m}^2 = 0,627 \text{ m}^2$
 Getriebe-
 Übersetzung i_G : 1. Gang = 2,400
 2. Gang = 1,480
 3. Gang = 1,000
 4. Gang = 0,723
 Antriebsachse i_A : 3,900
 Max. Geschw. : 3. Gang = 187,6 km/h
 4. Gang = 187,4 km/h

	Schaltpunkte		
	Fahrz.-Geschw. [km/h] / Motor-Drehz. [1/min]	Rückschalten	Vollast
1 / 2	15,7 / 2388	47,2 / 4122	68,4 / 5712
2 / 3	71,8 / 2951	84,8 / 4505	115,7 / 5928
3 / 4	128,1 / 3497	142,6 / 5040	176,4 / 6089

..... mit Wandler-Schaltkupplung

Abb. 4.2-38:

Fahrzustandsdiagramm eines Mittelklassewagens mit Zugkraftkurven bei einem Viergang-Vollautomat (Bauweise: Trilok-Wandler + Planetengetriebe).

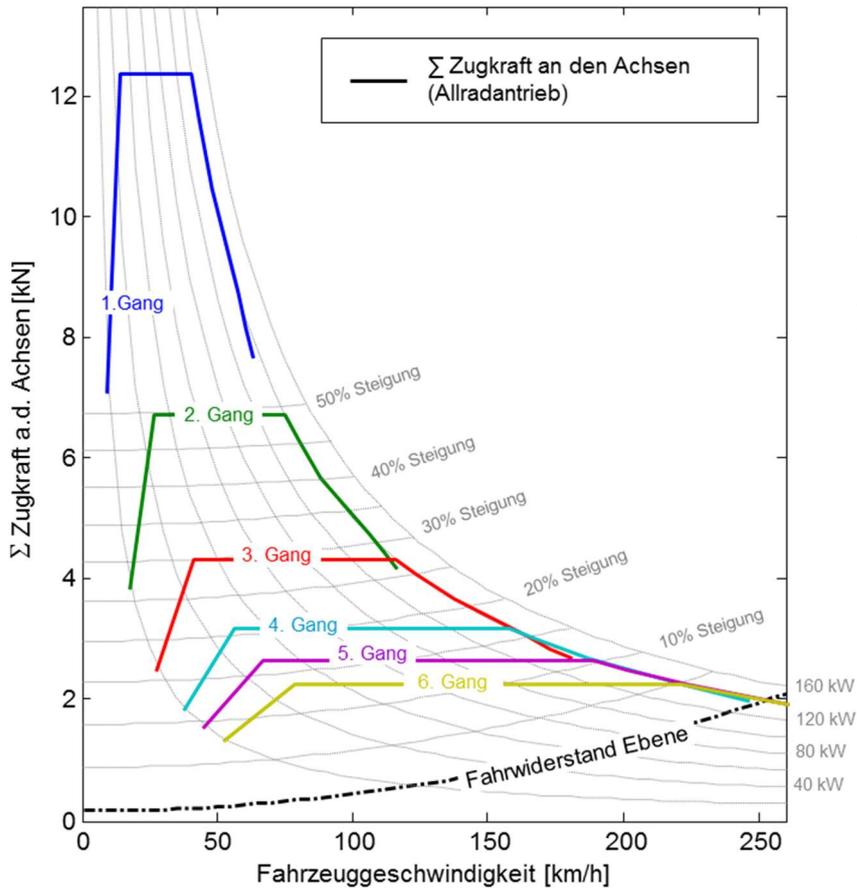


Abb. 4.2-39
Fahrzustandsdiagramm einer Audi-Mittelklasse-Limousine mit 6-Gang Handschaltgetriebe (Quelle: Audi AG)

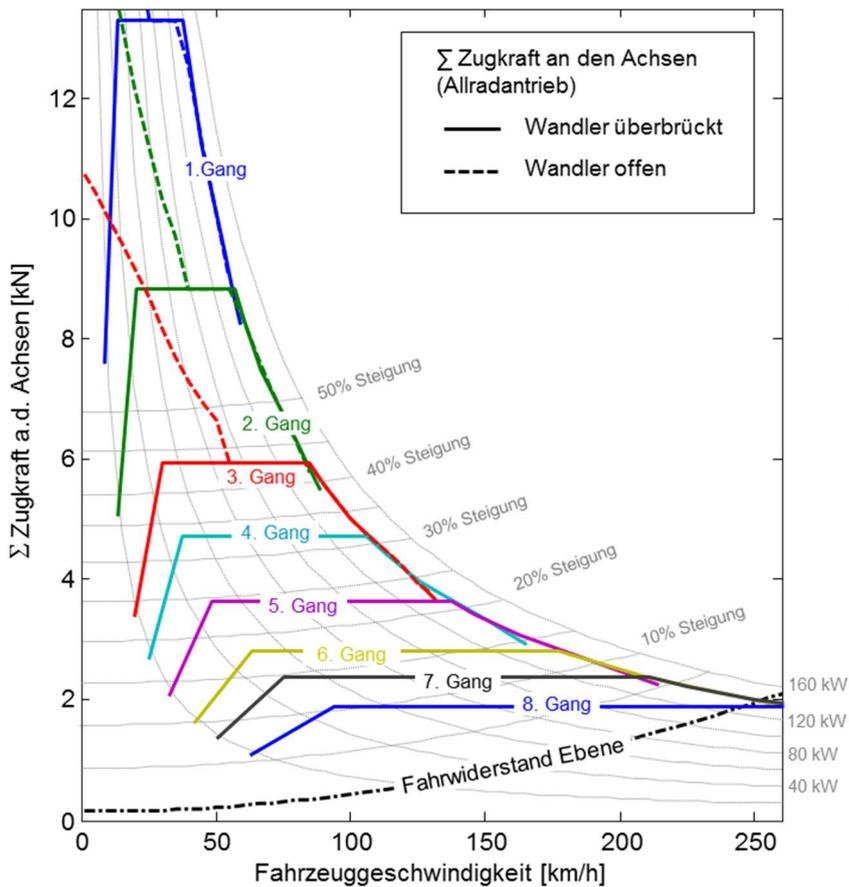


Abb. 4.2-40
Fahrzustandsdiagramm einer Audi-Mittelklasse-Limousine mit 8-Gang Stufenautomatgetriebe (Quelle: Audi AG)

Ausgeführte Bauarten:

- Viergang-Vollautomat (Abb. 4.2-41)
 - Einsatz: Pkw mit Frontantrieb
 - Aufbau: Trilok-Wandler (mit integriertem Torsionsdämpfer T)
Viergang-Planetengetriebe (modifizierter Ravigneaux-Satz P)
Kupplungen A, B, E
Bremsen C, C', I
Freiläufe F, G, H
Differenzial D (im Getriebegehäuse integriert)
 - Funktion:
 - 1.-, 2.-, Rw-Gang:
100 % Motorleistung über Trilok-Wandler und Planetengetriebe.
(Kupplung E offen, P im entsprechenden Gang).
 - 3.-Gang:
40 % Motorleistung über Trilok-Wandler und Planetengetriebe.
60 % Motorleistung über Torsionsdämpfer (Kupplung E geschlossen,
P im 3. Gang.)
 - 4.-Gang:
100 % Motorleistung über Torsionsdämpfer (Kupplung E geschlossen,
P im 4. Gang.)

- Neungang-Vollautomat (Abb. 4.2-42)
 - Einsatz: Pkw mit Frontantrieb
 - Aufbau: Trilok-Wandler mit Überbrückungskupplung (Wandler-Schaltpkupplung WSK) und zwei integrierten Torsionsdämpfern T1 und T2
Neungang-Planetengetriebe (Kombination aus einem modifizierten Simpson- und einem modifizierten Ravigneaux-Satz P)
Kupplungen B, E, F
Bremsen A, C, D, I
Differenzial D (im Getriebegehäuse integriert)
Alle Gänge:
100 % Motorleistung über Wandler bzw. WSK !

- Neungang-Vollautomat (Abb. 4.2-43)
 - Einsatz: Pkw mit Heckantrieb
 - Aufbau: Trilok-Wandler mit Überbrückungskupplung (Wandler-Schaltpkupplung WSK) und Torsionsdämpfern (in Prinzipskizze nicht dargestellt)
Neungang-Planetengetriebe (modifizierte Ravigneaux-Sätze)
Kupplungen D, E, F
Bremsen A, B, C
Alle Gänge:
100 % Motorleistung über Wandler bzw. WSK !

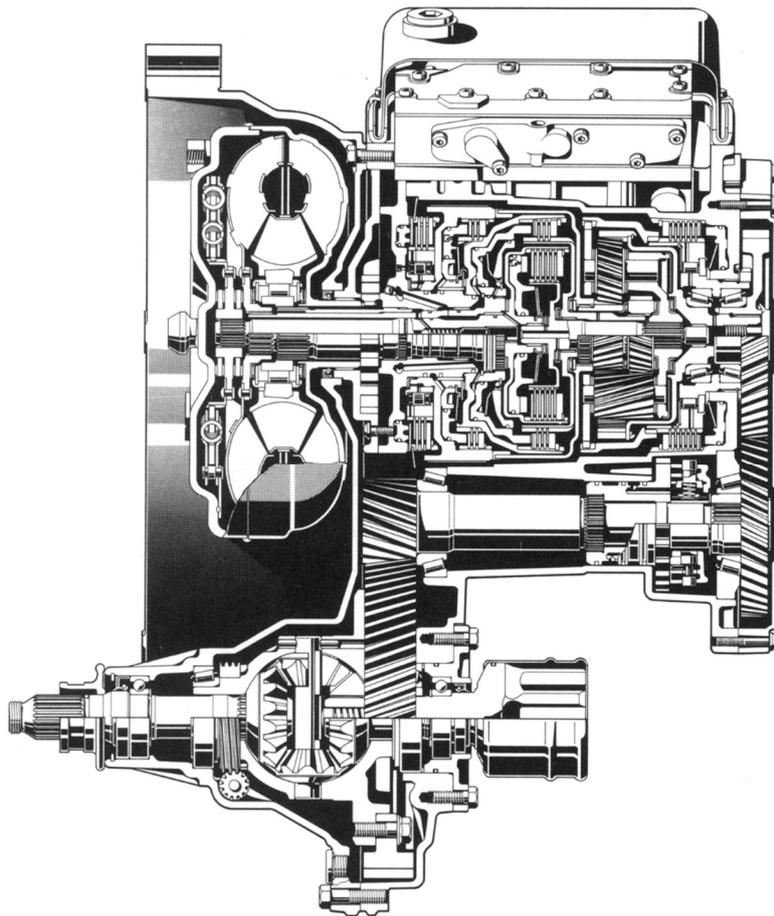
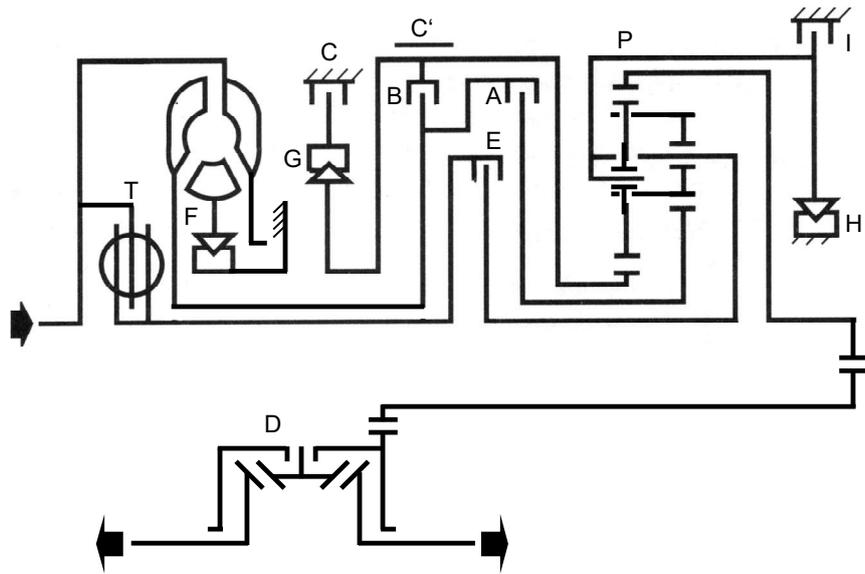
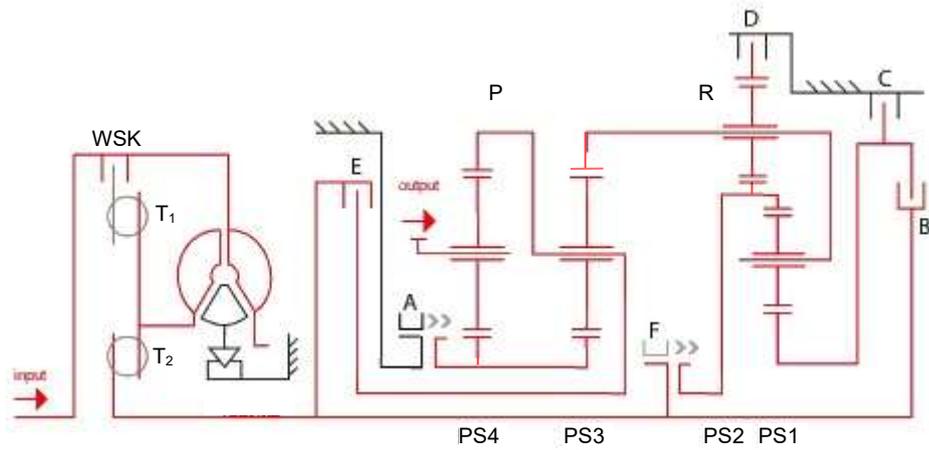
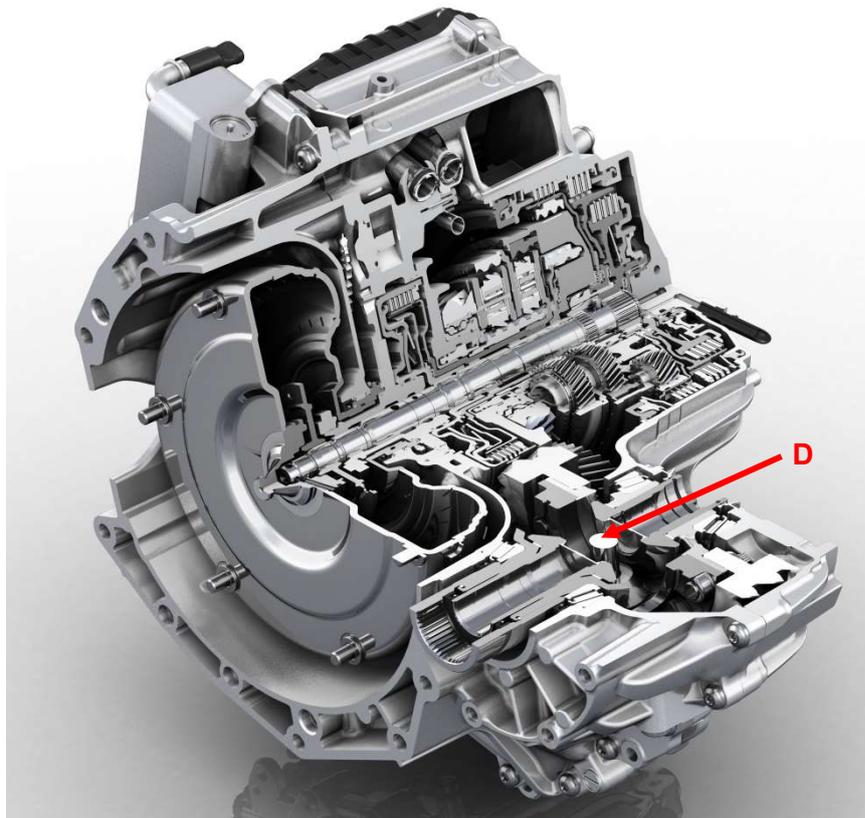


Abb. 4.2-41: Viergang-Vollautomat der Firma ZF für Pkw mit Frontantrieb. Das Treibachsdifferential ist in das Getriebegehäuse integriert.

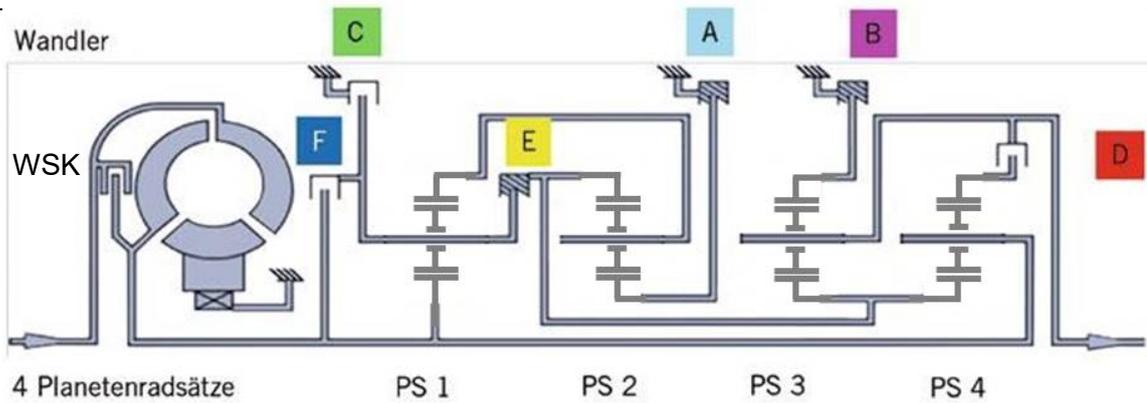


Quelle: en.wikipedia.org/wiki/ZF_9HP_transmission

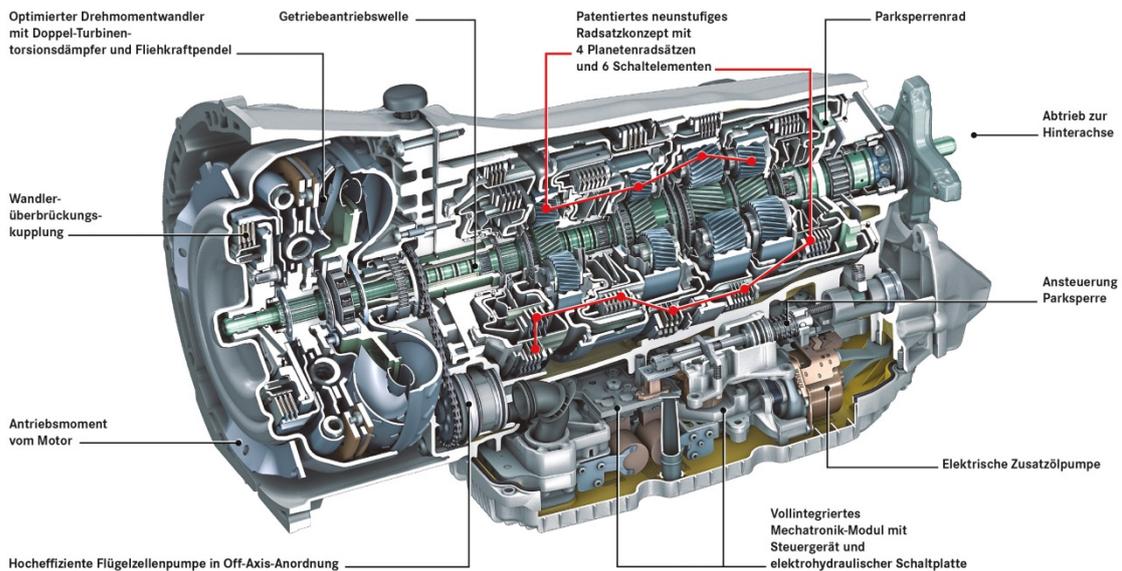


Quelle: www.zf.com

Abb. 4.2-42: Neungang-Vollautomat 9HP der Firma ZF für Pkw mit Frontantrieb. Das Treibachsdifferenzial ist in das Getriebegehäuse integriert.



Gang	A	B	C	D	E	F	nt/nab
1	●	●			●		5,503
2		●			●	●	3,333
3	●	●				●	2,315
4	●	●		●			1,661
5	●			●		●	1,211
6				●	●	●	1,000
7	●			●	●		0,865
8			●	●	●		0,717
9	●		●	●			0,601
R	●	●	●				-4,932
P	●	●					0,000



Mercedes-Benz

www.media.daimler.co

Abb. 4.2-43: Neungang-Vollautomat 9G-TRONIC für Pkw mit Frontmotor und Heckantrieb. An- und Abtrieb liegen koaxial.

b.) Vollautomatisches Vorgelegegetriebe

• Einfaches Vorgelegegetriebe

Aufbau wie Vorgelegeschaltgetriebe mit Sperrsynchrisation und Trockenkupplung, jedoch Kupplung und Getriebe vollautomatisch.

- Anfahren: Wie bei Halbautomat, Abschnitt 4.231, über automatisch betätigte, trockene Reibkupplung.
- Schalten: Lasttrennung über automat. Trockenkupplung (Anfahrkupplung), automatische Gaswegnahme, automatische Betätigung der Schaltgabeln.
- Wirkungsgrade: Ähnlich Halbautomat, etwas besser, möglich durch bessere Wahl der Schaltpunkte.
- Nachteile: Lasttrennung zum Schalten, Zugkraftunterbrechung!
- Ausgeführte Bauarten:
Smart (bis 2014, Vollautomat).
Opel Corsa (Vollautomat).
Nfz-Zehnganggetriebe (Abb. 4.2/44).

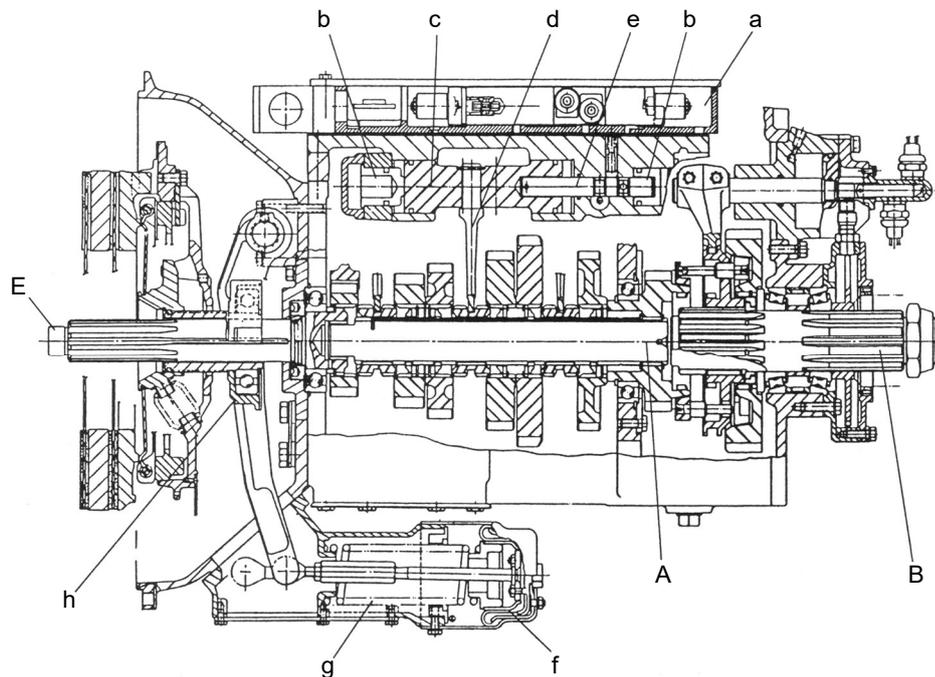


Abb. 4.2-44: Schnitt durch ein automatisches Nfz-Vorgelegegetriebe mit zehn Gängen.

E Eingangswelle, A Ausgangswelle des Hauptgetriebes, B Ausgangswelle der Nachschaltgruppe, (die zwei Vorgelegewellen sind nicht abgebildet), a Deckel mit den Luftverteiler-ventilen, b Kolben für die Bewegung in Neutralstellung, c Schaltkolben 1. - 2. Gang, d Schaltgabel 1. - 2. Gang, e Verriegelungsbolzen, f Pneumatikkolben zur Kupplungsbetätigung, g Lösefeder, h Kupplungsdrucklager.

c.) Doppelkupplungsgetriebe

Vermeidet Lasttrennung und damit Zugkraftunterbrechung beim Schalten.

Prinzipieller Aufbau: Abb. 4.2-45 und Abb. 4.2-46.

- Zwei automatisch betätigte Reibkupplungen (Abb. 4.2-47 bis Abb. 4.2-49),
 - K1 verbunden mit „ungeraden“ Gängen 1, 3 (Hohlwelle),
 - K2 verbunden mit Synchronisierereinrichtung S2,4 der „geraden“ Gänge 2, 4.
- Automatisiertes Vorgelegegetriebe,
 - Sperrsynchronisiert.

Funktion:

- Anfahren: Reibkupplung K1 (trocken oder nasslaufend), Betätigung automatisch (elektrohydraulisch).
- Schalten: Vorgelegegetriebe mit Doppelkupplung K1 und K2.
 - Betätigung
Elektrohydraulisch (Schalter oder Schalthebel, stellt elektrischen Kontakt her).
 - Schaltvorgang
Bei eingelegtem Gang ist stets eine Kupplung offen, eine geschlossen.
Schaltelemente, die mit offener Kupplung verbunden sind, können geschaltet werden. Dabei nur Synchronisiermomente für Schwungmassen (Wellen, Zahnräder, Schaltelemente) erforderlich, da Motormoment über geschlossene Kupplung K2 oder K1 läuft.
Danach Übergangsphase, Wechsel zwischen offener und geschlossener Kupplung. Am Schaltende wieder nur eine Kupplung geschlossen.
Daher Schaltvorgang ohne Lasttrennung,
Vorteil: Keine Zugkraftunterbrechung.

Wirkungsgrade:

Besser als Planetenvollautomaten, da

- weniger drehende Teile,
- weniger hydraulische Stellglieder.

Aber geringfügig schlechter als „übliche“ Bauweise automatischer Vorgelegegetriebe, da

- mehr drehende Teile,
- mehr hydraulische Stellglieder.

Anmerkungen:

- Kurze Schaltzeiten (0,4 bis 0,6 sec) durch mechatronische Regelsysteme.
- Schaltrucken praktisch vollständig vermeidbar.

Beispiel für ausgeführte Getriebe:

- ZF Doppelkupplungsgetriebe im Porsche 911, Abb. 4.2-50 bis Abb. 4.2-53.

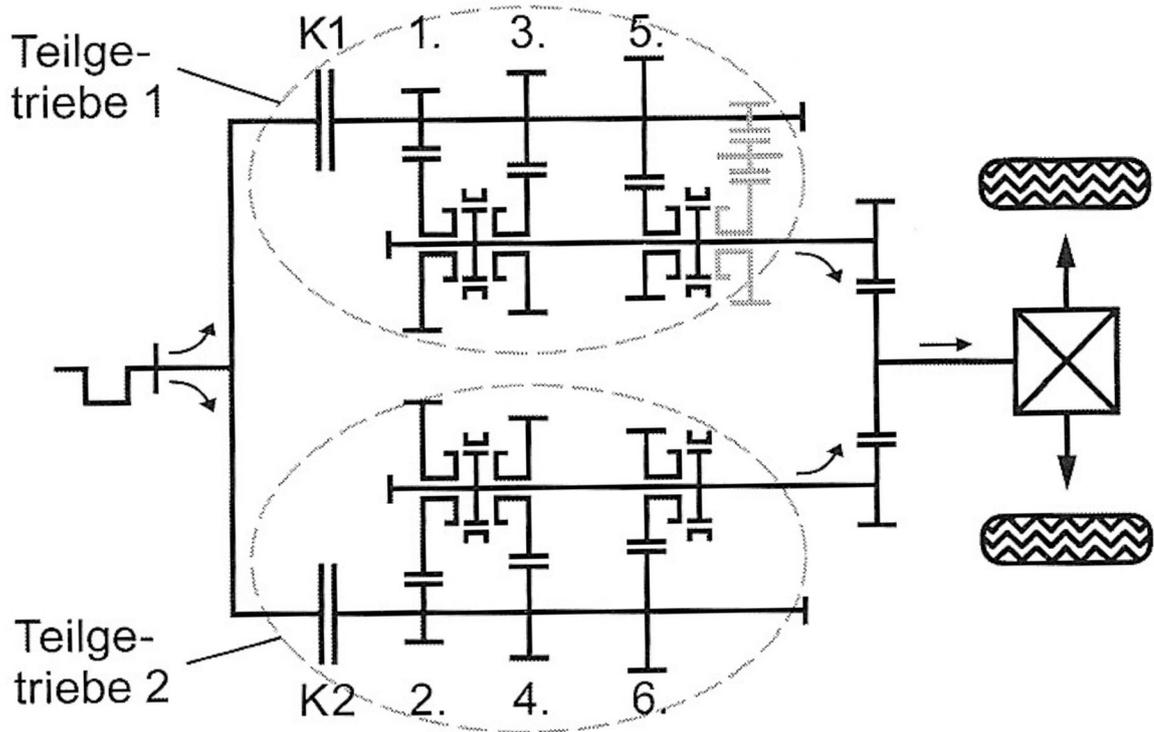


Abb. 4.2-45: Prinzip des Doppelkupplungsgetriebes.

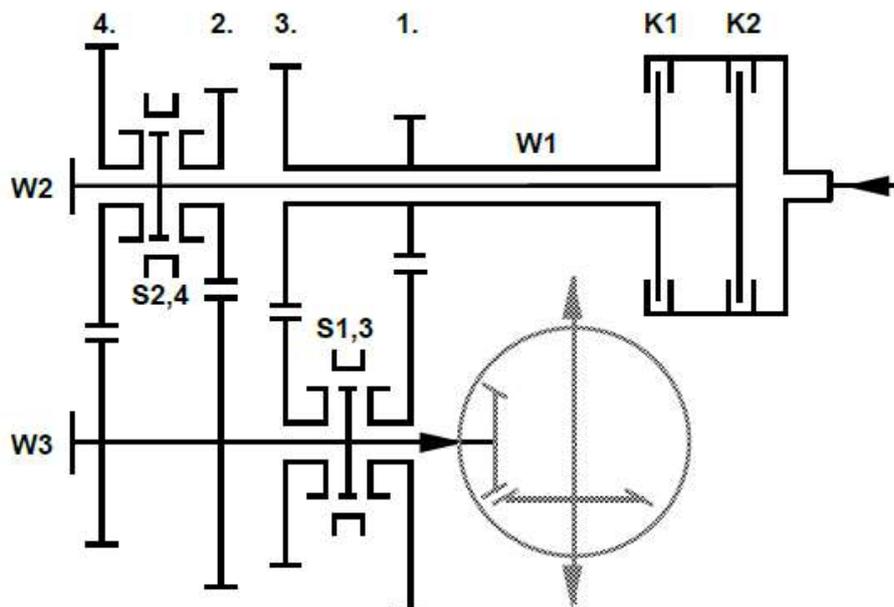


Abb. 4.2-46: Prinzipskizze eines Doppelkupplungsgetriebes für den Einbau nach dem Transaxle-Prinzip (Porsche, Getriebe an der Hinterachse).

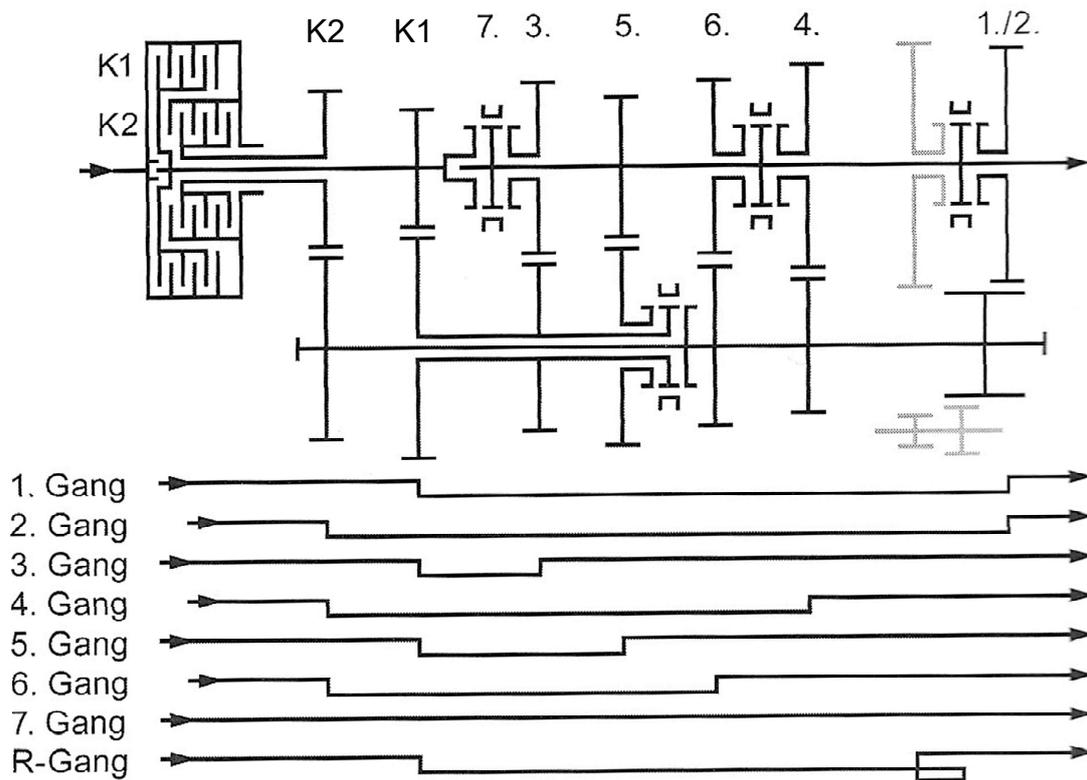


Abb. 4.2-47: 7-Gang-Doppelkupplungsgetriebe ZF.

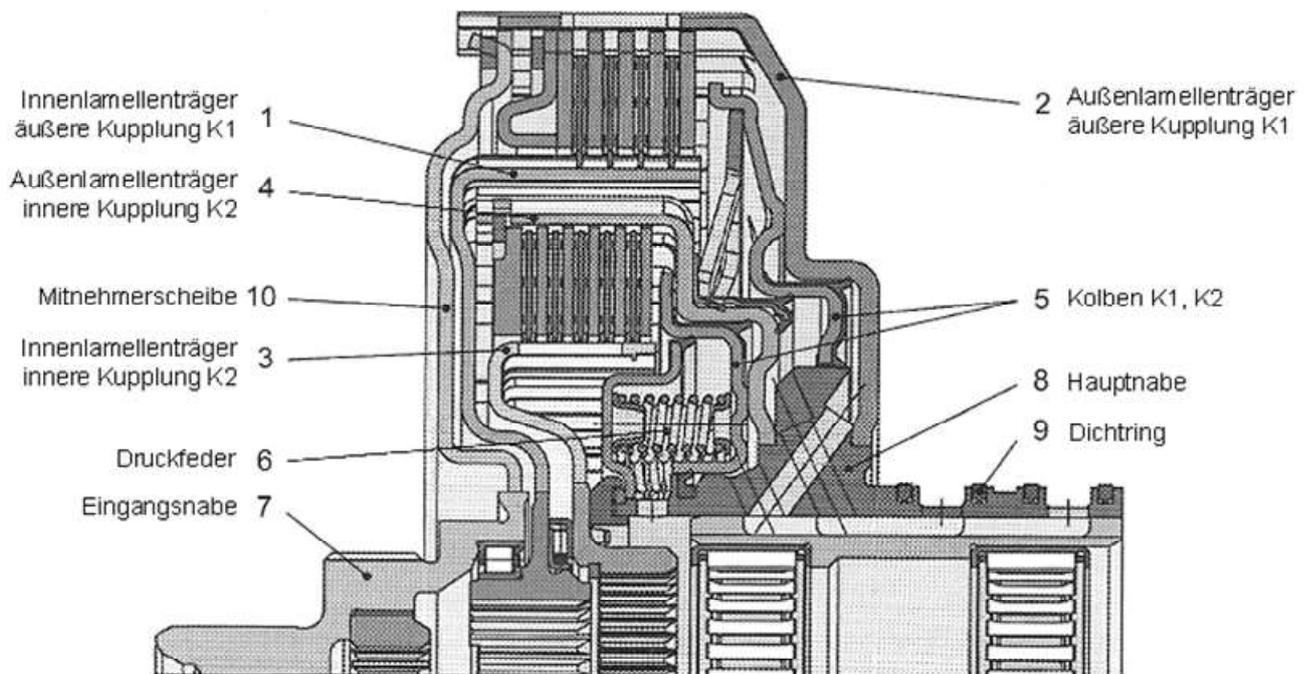
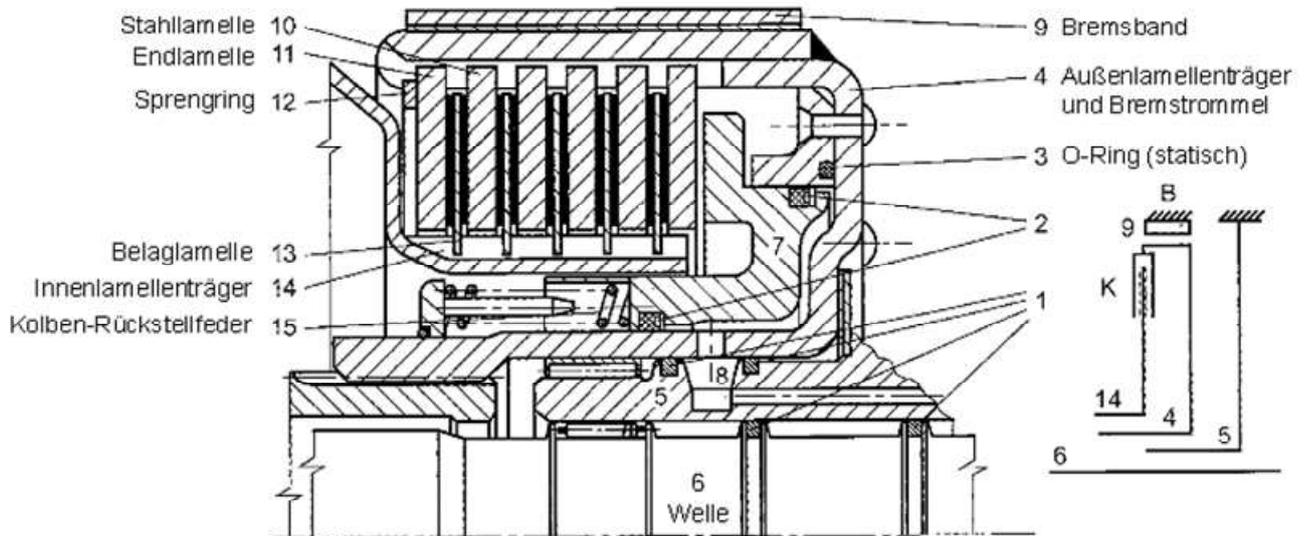


Abb. 4.2-48: Nasslaufende Doppelkupplung von VW / BorgWarner.



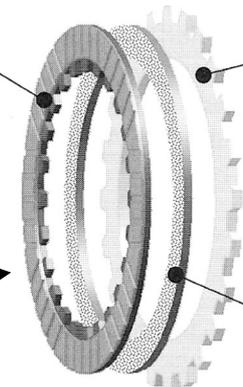
- 1 Rechteckring (rotierend)
- 2 Nutring
- 5 Gehäuse
- 7 Kolben
- 8 Druckölauführung

Belaglamelle
genuteter Reibbelag
hier: innenverzahnter Träger

Stahllamelle
Gegenlauffläche,
hier: außenverzahnt

Chemische
Reaktionsschicht
auf Stahllamelle

Lamellen einer
Lamellenkupplung



Ölfilm

Abb. 4.2-49: Lamellenkupplung mit Bandbremse.

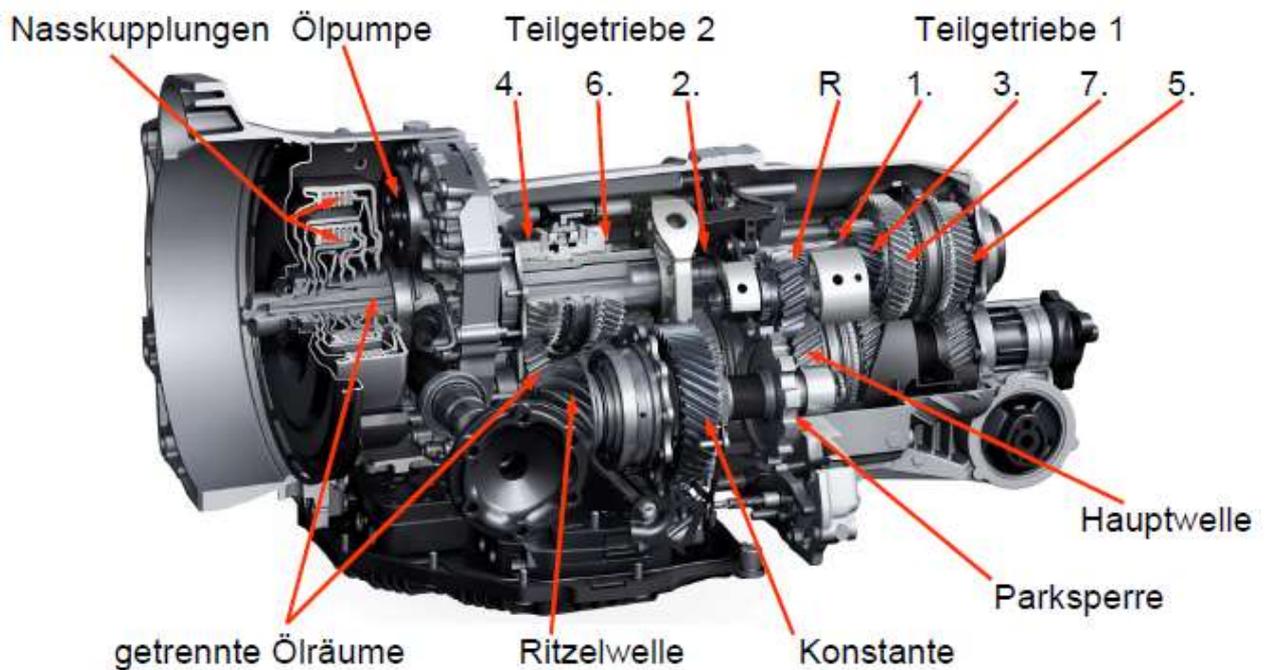
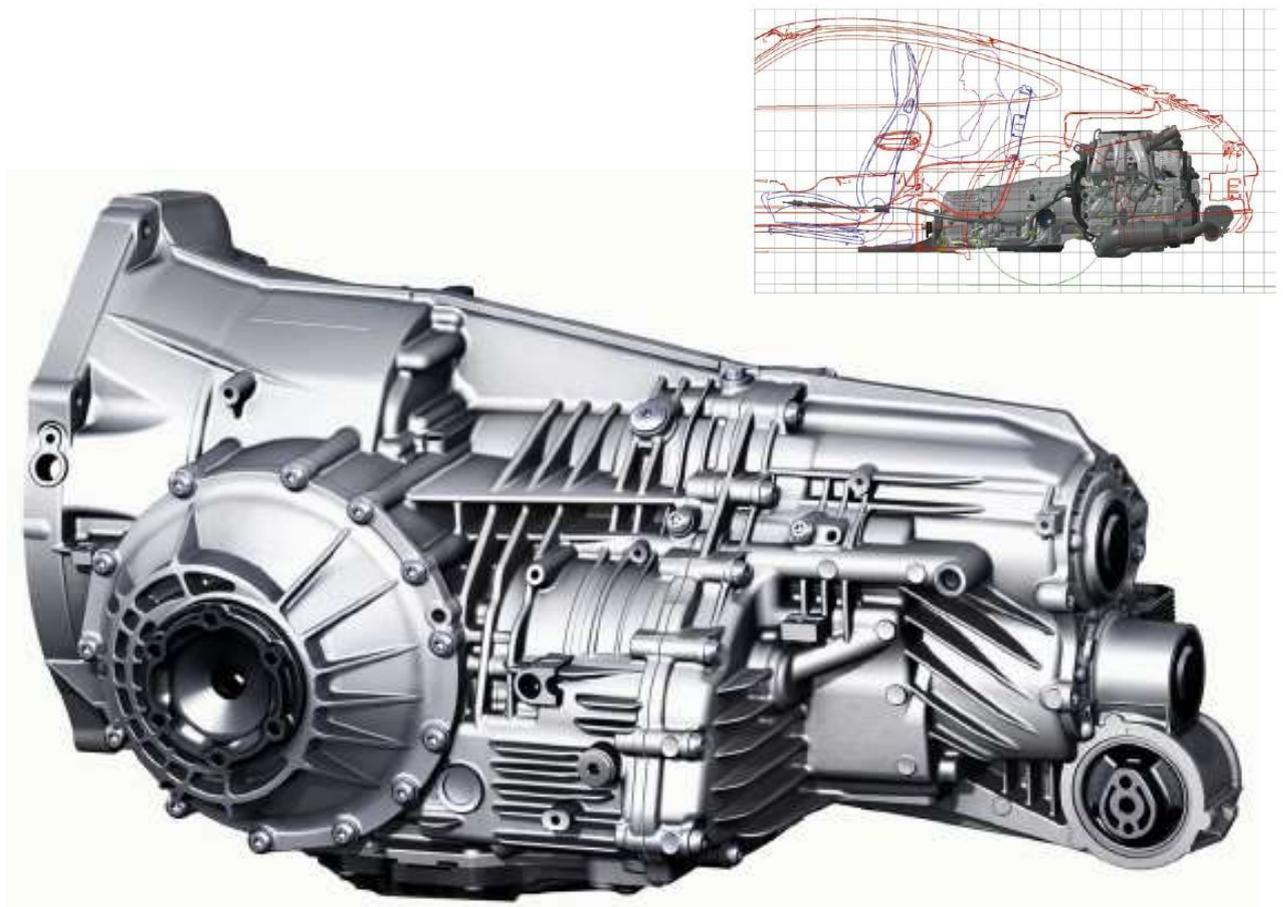
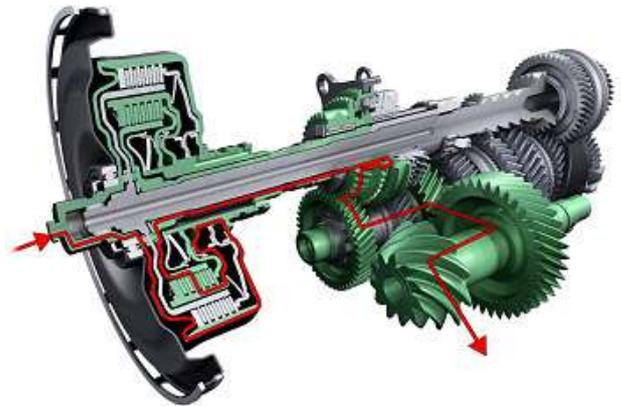


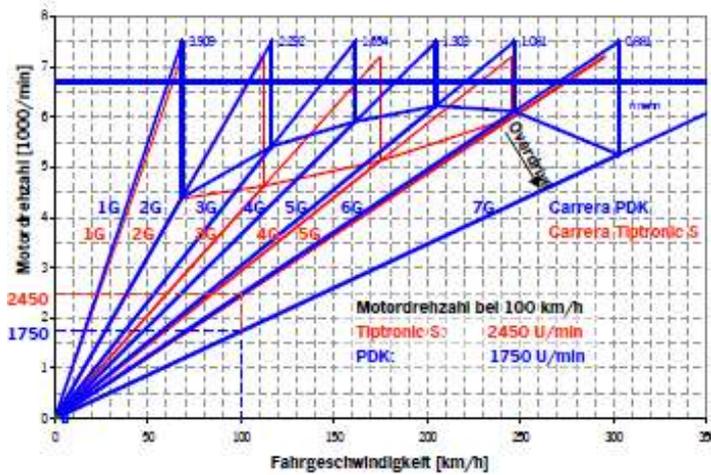
Abb. 4.2-50: ZF Doppelkupplungsgetriebe Porsche 911, MJ 2009.



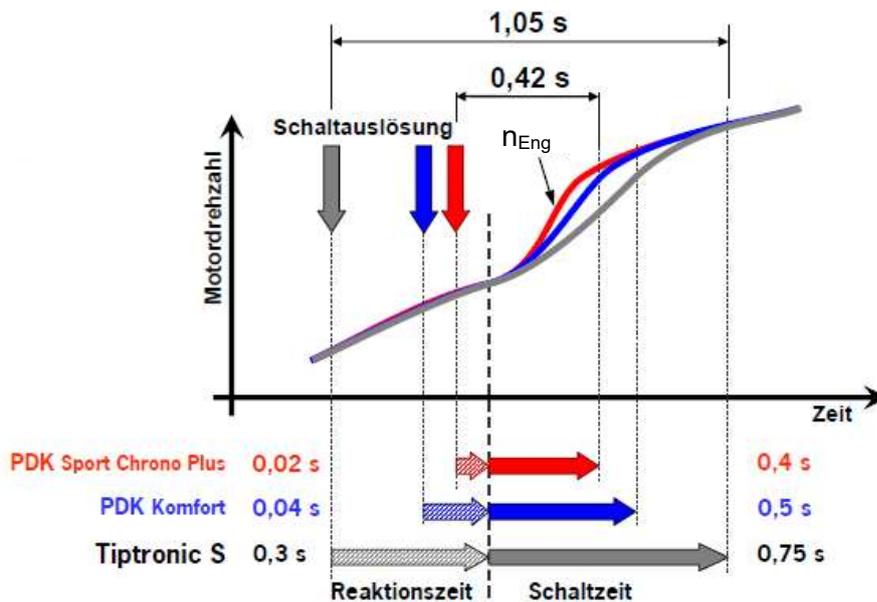
1. Gang



4. Gang

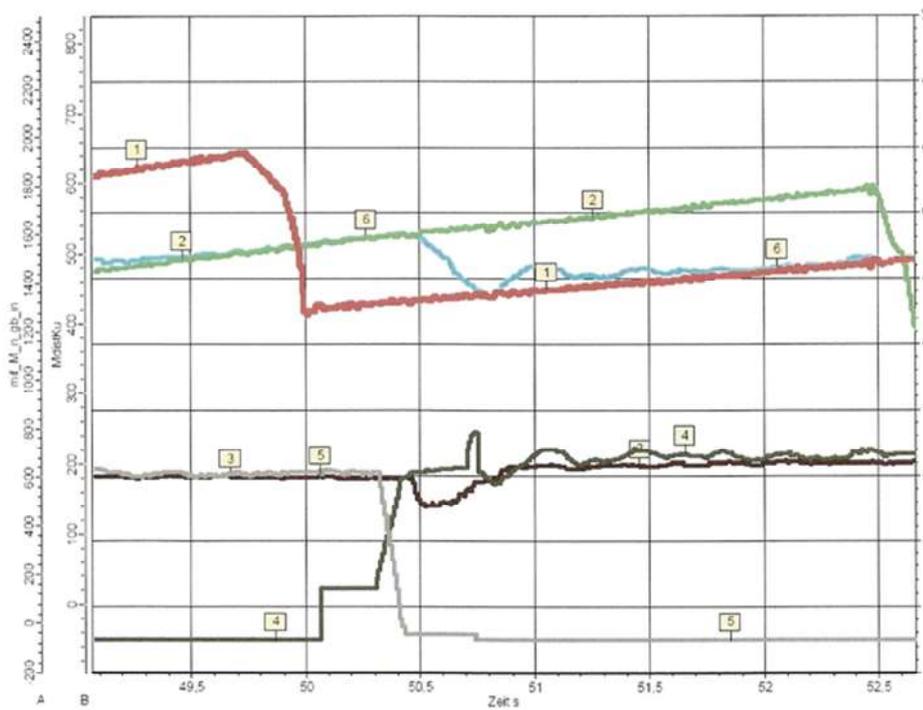


Getriebeübersetzung



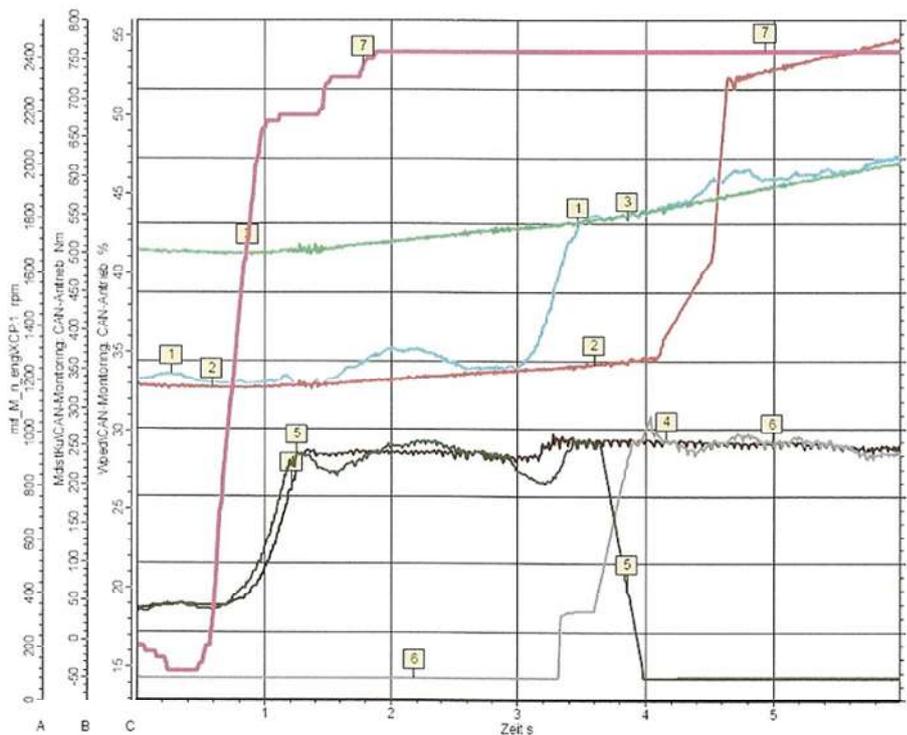
Schaltzeit 6. → 2. Gang

Abb. 4.2-51: ZF Doppelkupplungsgetriebe Porsche 911, MJ 2009.



- 1 = Drehzahl Welle 1
- 2 = Drehzahl Welle 2
- 3 = Motormoment
- 4 = Moment Kupplung 1
- 5 = Moment Kupplung 2
- 6 = Motordrehzahl

Abb. 4.2-52: Lasthochschalten 6. → 7. Gang.
ZF Doppelkupplungsgetriebe Porsche 911, MJ 2009.



- 1 = Motordrehzahl
- 2 = Drehzahl Welle 1
- 3 = Drehzahl Welle 2
- 4 = Motormoment
- 5 = Moment Kupplung 1
- 6 = Moment Kupplung 2
- 7 = Gaspedalstellung

Abb. 4.2-53: Lastrückschalten 7. → 6. Gang.
ZF Doppelkupplungsgetriebe Porsche 911, MJ 2009.

- Direktschaltgetriebe DSG von VW / BorgWarner
Aufbau prinzipiell wie vorher, jedoch für Frontantrieb ausgelegt, Abb. 4.2/54 und 55.
Zwei Kupplungen: Eine bedient die Gänge eins, drei und fünf, die andere die Gänge zwei, vier und sechs, Abb. 4.2/56 und 57. Keine Zugkraftunterbrechung beim Schalten – hoher Fahrkomfort, Abb. 4.2/58.
 - Wirkungsgrad mechanischer Getriebe wird mit Vorteil der unter Last schaltbaren Kupplung verbunden – Verbesserung des Gesamtwirkungsgrades.
 - Verbesserung des Kraftstoffverbrauchs, Abb. 4.2/59.
 - Sehr gute Fahrdynamik.
 - Gangwechsel ist manuell und automatisch möglich.
 - Relativ kleiner Bauraumbedarf.

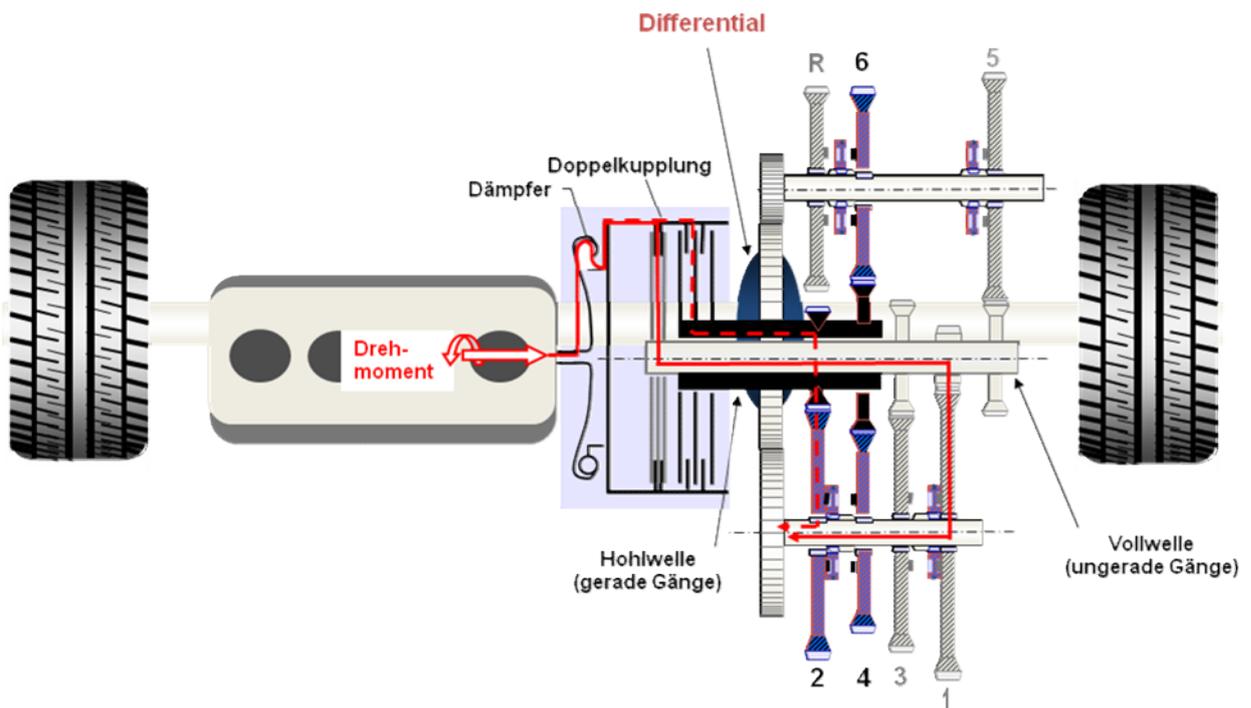


Abb. 4.2-54: Doppelkupplungsgetriebe von VW / BorgWarner, schematischer Aufbau.

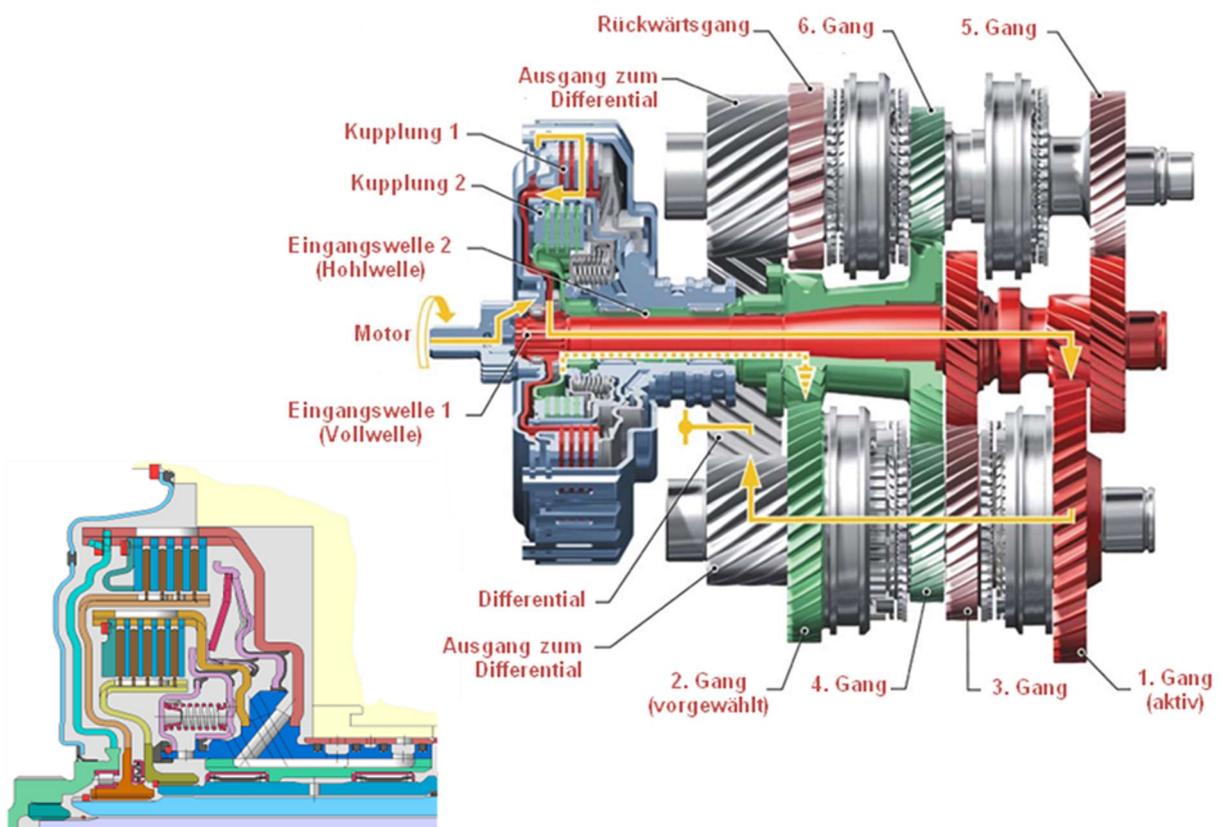


Abb. 4.2-55: Doppelkupplungsgetriebe von VW / BorgWarner mit 6 Gängen, Aufbau.



Abb. 4.2-56: Doppelkupplung von BorgWarner.

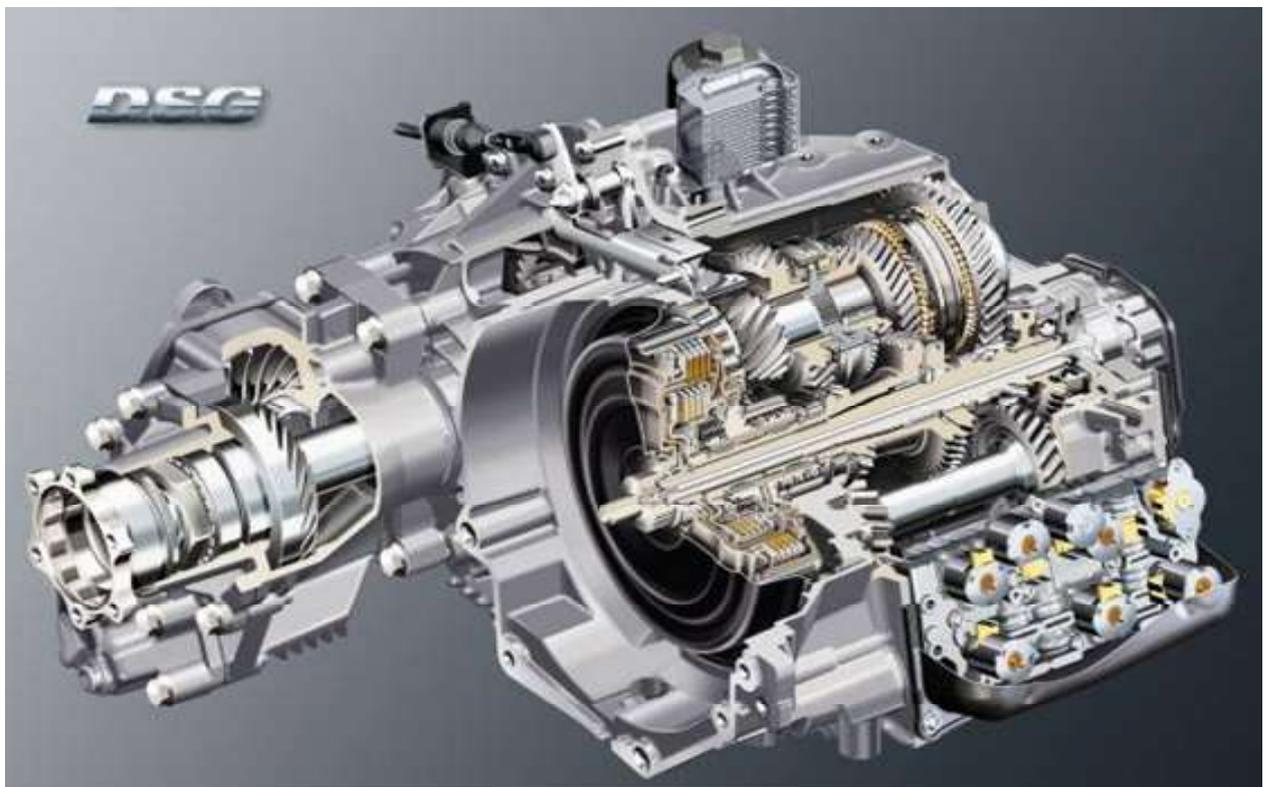
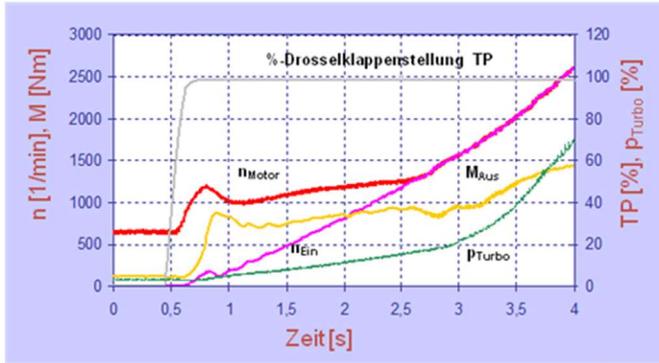
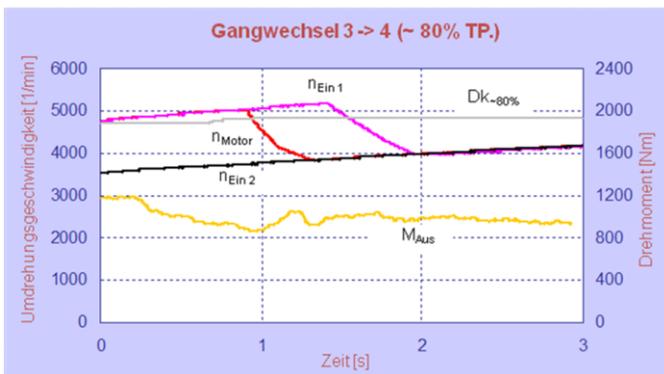
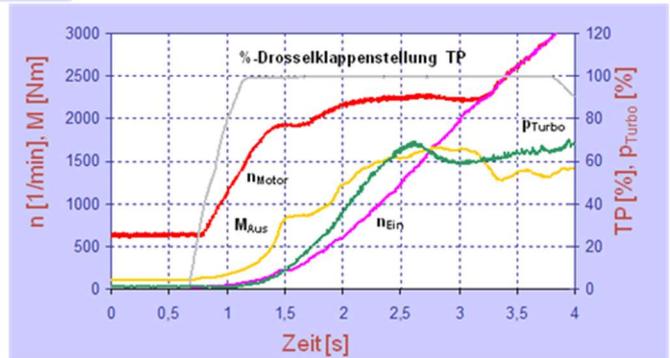


Abb. 4.2-57: DSG Direktschaltgetriebe (Doppelkupplungsgetriebe).



➤ Hohe Anpassungsfähigkeit an verschiedene Motoren- und Fahrzeugkombinationen

➤ Hohe Agilität und Fahrzeugdynamik



- Direkte Motorkraftübertragung
- Keine Drehmomentunterbrechung während des Schaltens
- Hoher Fahrkomfort

Abb. 4.2-58: Kennfelder eines Doppelkupplungsgetriebes (BorgWarner).

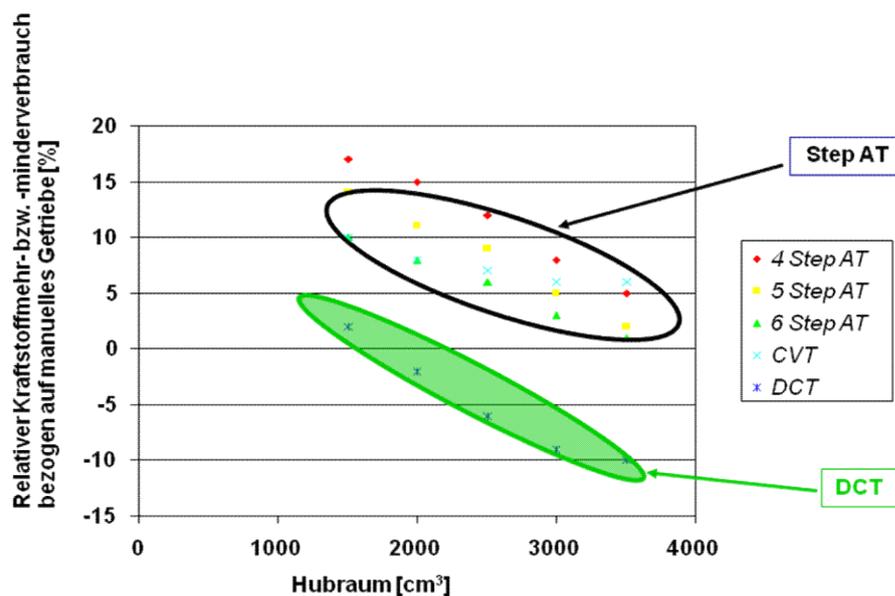


Abb. 4.2-59: Relativer Kraftstoffverbrauch eines Doppelkupplungsgetriebes (DCT).

4.2.3 Automatische Stufengetriebe

4.2.3.1 Halbautomat

Definition: (Halbautomatisches Stufengetriebe)

Anfahren: Automatische Reibkupplung

Schalten: Halbautomatisch, d.h.
Schaltpunkt legt Fahrer fest (Hebel oder Schalter),
Schaltvorgang automatisch.

a.) Teilautomatisiertes Vorgelegegetriebe

Übliche Bauweise.

Prinzipieller Aufbau:

- Automatisch betätigte Reibkupplung
 - Anfahren
 - Lasttrennung zum Schalten
- Handgeschaltetes Vorgelegegetriebe
 - Sperrsynchronisiert

Funktion: Abb. 4.2-33.

- Anfahren: Trockene Reibkupplung,
Betätigung (automatisch)
 - Pkw: elektrisch oder elektrohydraulisch
 - Lkw: elektropneumatisch
- Schalten: Vorgelegegetriebe
 - Betätigung (durch Fahrer ausgelöst)
wie bei Handschaltung (Schaltgestänge oder Seilzugschaltung)
oder
 - Pkw: elektrisch oder elektrohydraulisch
 - Lkw: elektropneumatisch
 - Lasttrennung (automatisch)
über Anfahrkupplung

Wirkungsgrade:

Etwas geringer als bei Handschaltgetriebe, geringe Zusatzverluste durch Betätigungseinrichtung.

$$\eta = 96 - 98 \%$$

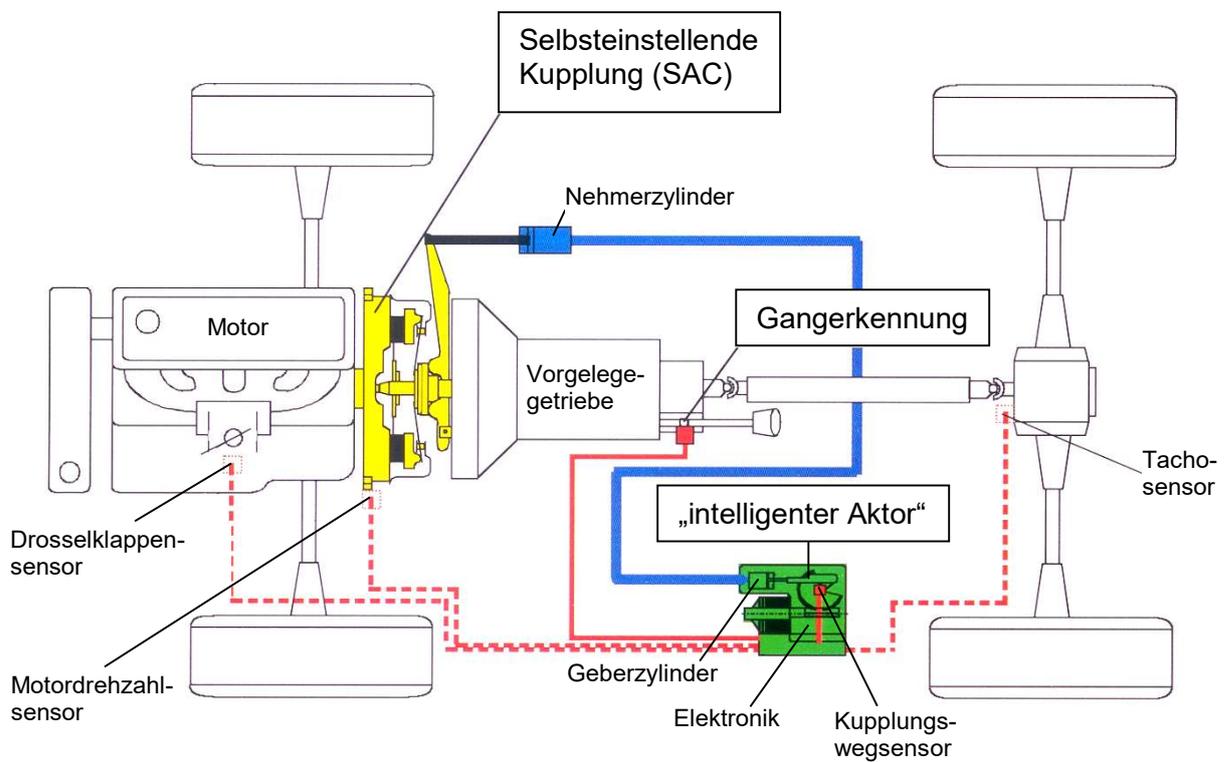


Abb. 4.2-33: Systemübersicht eines halbautomatischen Stufengetriebes (Bauart Luk / Bosch).

Anmerkungen:

- Aufwand bei Steuerelektronik erheblich, da Zusatzfunktionen wie z.B.
 - automatische Gaswegnahme bei Gangwechsel (Sensierung der Schalthebelbetätigung über Gangerkennung),
 - Unterdrückung von Drehmomentspitzen bei Lastwechsel (Sensierung von Drosselklappenstellung und Motordrehzahl), Kupplung lässt gezielt Schlupf zu,
 - Überprüfung der Gangwahl, Vermeidung von unzulässigen Motordrehzahlen (Erkennung des eingelegten Ganges, Fahrgeschwindigkeit von Tachosensor).
- Annäherung an Zugkrafthyperbel praktisch wie bei Handschaltgetriebe, vgl. Abb. 2.1/29.

Beispiel: Abb. 4.2-34.

- Automatisierte Fünfgang-Schaltgetriebe von Opel (MTA = Manual Transmission Automated)
- Trockenkupplung (Anfahren, Lasttrennung), hydraulisch betätigt, angesteuert über elektromagnetisches Ventil.
- Fünfgang-Schaltgetriebe Betätigung elektrohydraulisch (Getriebe, Schaltgabeln und Synchronelemente).



Abb. 4.2-34: Schnittmodell eines automatisierten Fünfgang-Schaltgetriebes von Opel

4.2.3.2 Vollautomat

Definition: (Vollautomatisches Stufengetriebe)

Anfahren und Schalten vollautomatisch.

a.) Vollautomatisches Planetengetriebe

Übliche Bauweise als Wandlerautomat (WA).

Prinzipieller Aufbau und Funktion:

- Anfahren: Trilok-Wandler
(verschleißfrei, zusätzlich Drehmomentüberhöhung)
- Schalten: Rein kraftschlüssig
 - über Reibkupplungen und Bremsen
(keine Lasttrennung, keine Zugkraftunterbrechung !),
 - Betätigung elektrohydraulisch,
 - Freiläufe zur Festlegung von Drehrichtungen bzw. Abstützung von Drehmomenten.

Wirkungsgrade:

- Trilok-Wandler je nach Lastzustand (speziell im Dauerbetriebspunkt) überbrückt oder umgangen, Verluste reduziert.
- Es bleiben gegenüber Handschaltgetriebe
 - größere Reibung
 - verstärktes Ölpanschen
 - Leistungsbedarf Ölpumpe (Zahnrad oder Flügelzellenpumpe).
 } mehr bewegte Teile (viele Kupplungen und Bremsen)!
 Daher η - Handschaltgetriebe am besten (Abb. 4.2-35).

Schalten, Schaltprogramme:

- Moderne Stufenautomaten: Beispiel System Abb. 4.2-36.
 - Günstigster Gang elektronisch ermittelt (Wählhebelstellung, Stellung und Stellgeschwindigkeit der Drosselklappe) eingelegt hydraulisch über elektr. Ventile.
 - Schaltprogramm wird der Fahrweise angepasst (z.B. 5 verschiedene Schaltkennfelder von verbrauchsoptimiert bis extrem leistungsorientiert).
 - Gangfesthaltung in Kurven möglich (Schaltvorgang in Kurve unterdrückt je nach a_y und v !). Damit Erhöhung Stabilität in Kurven.
 - Zusätzlich zu Automatik-Modus ist Manuell-Modus (Tiptronic) möglich. Hierzu zweite Schaltgasse für Wählhebel (Tippen nach vorne oder hinten) oder Knöpfe am Lenkrad. Steuerung erlaubt Schaltung nur, wenn von Drehzahl her möglich !
- Ältere Stufenautomaten:
 - Steuerung rein hydraulisch über Verschiebung von Steuerkolben.
Position des Steuerkolbens = $f(p_1 - p_2)$, somit Druck oder Entlastung auf Hydraulikleitungen zu Kupplungen oder Bremsen.

$$p_1 = f(v), p_2 = f(\text{Motorbelastung})$$

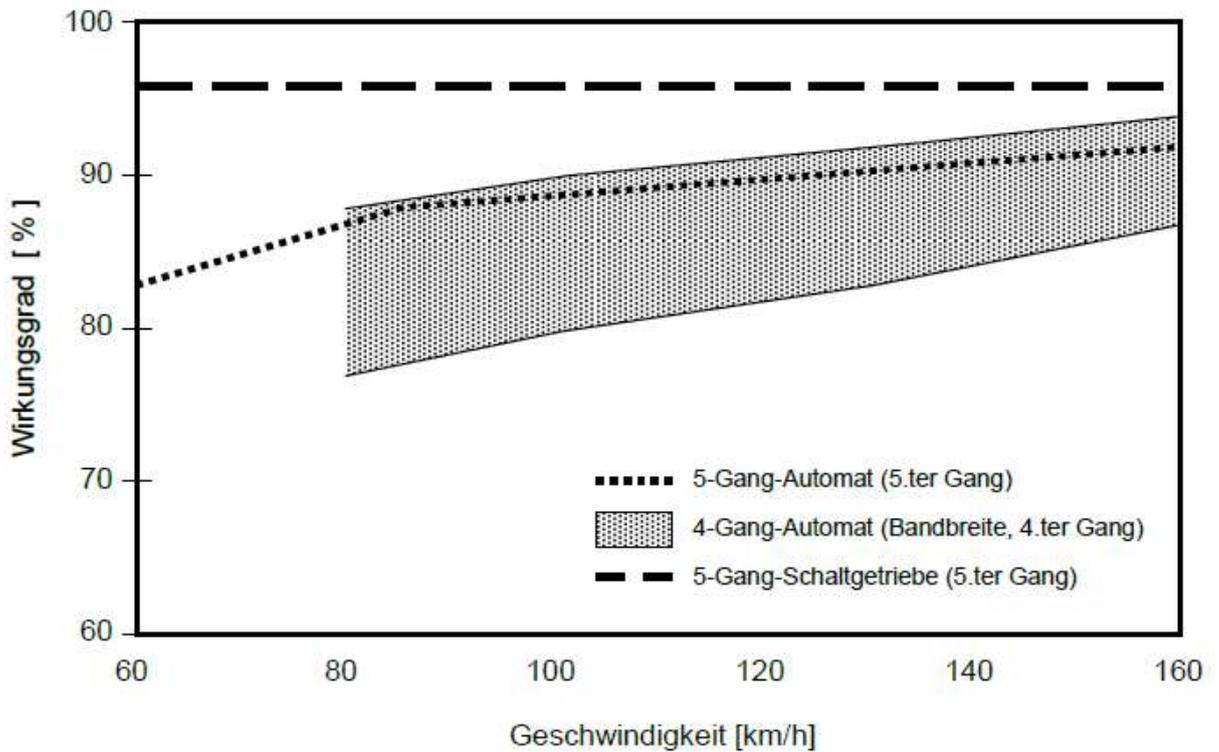


Abb. 4.2-35: Vergleich der Wirkungsgrade von Stufen-Vollautomaten (Trilok-Wandler und Planetengetriebe) mit einem Handschaltgetriebe (Vorgelege). Dargestellt ist der Getriebe-Gesamtwirkungsgrad, d.h. der Einfluss der Ölpumpen bei den Automaten ist berücksichtigt.

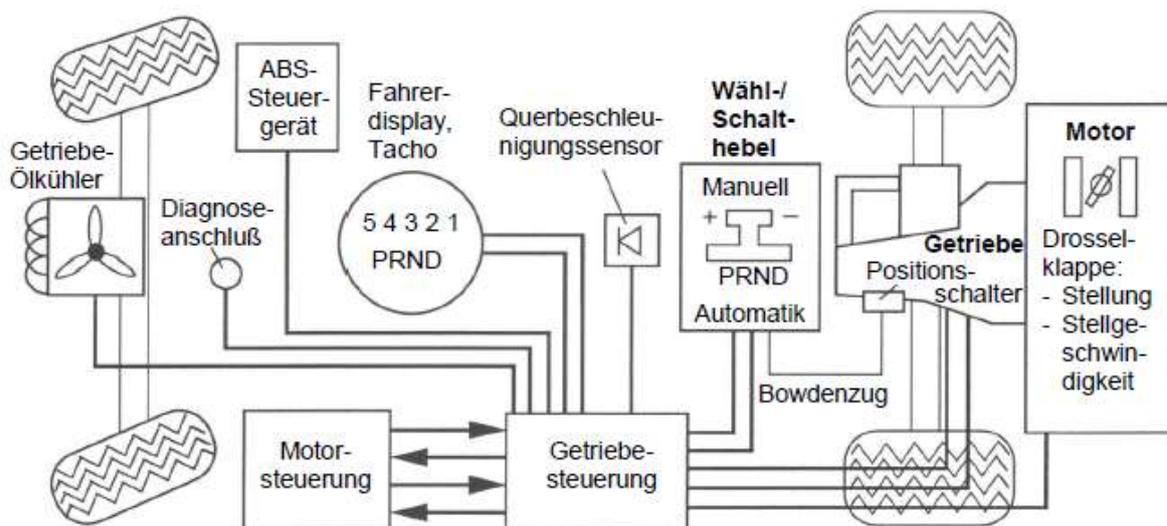


Abb. 4.2-36: Systemübersicht eines Stufen-Vollautomaten mit Planetengetriebe (ZF). Zusätzlich zum Automatik-Modus ist ein Manuell-Modus möglich („Tiptronic“).

Anmerkungen:

- Ölpumpe auf Primärseite (Getriebeeingang) erforderlich, dann aber kein Anschleppen möglich. Hierzu wäre auch Sekundärpumpe erforderlich !
- Kennfelder im Fahrzustandsdiagramm im Vergleich für ein älteres Fahrzeug mit Saugmotor (Straßenfahrleistung ca. 77 kW):
 - Schaltgetriebe, Abb. 4.2-37:
5-Gänge, vergleichbar mit
 - Vollautomatisches Stufengetriebe, Abb. 4.2-38:
4-Fahrstufen

1. Gang des Schaltgetriebes durch stufenlose Anfahrwandlung des Trilok-Wandlers ersetzt, es erfolgt eine Wandlerüberbrückung (mit Wandler-schaltkupplung WSK) in der 3. und 4. Fahrstufe.
- Kennfelder im Fahrzustandsdiagramm im Vergleich für ein aktuelles Fahrzeug mit Turbomotor (Straßenfahrleistung ca. 140 kW):
 - Schaltgetriebe Abb. 4.2-39
 - :
6-Gänge
 - Vollautomatisches Stufengetriebe, Abb. 4.2-40
 - :
8-Fahrstufen

Zur Erreichung optimaler Fahrleistungen wird hier 1. Fahrstufe kürzer übersetzt als beim Handschaltgetriebe.

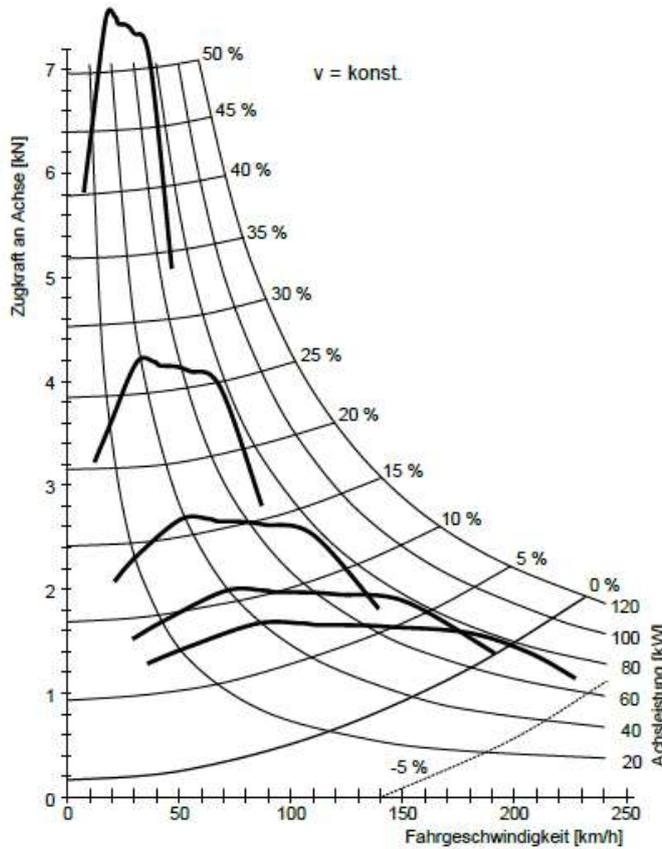
Zur Kraftstoffersparnis ist 8. Gang lang übersetzt („Ökogang“), die Höchstgeschwindigkeit wird im 7. Gang erreicht.

Durch die 8 Fahrstufen wird eine nahezu optimale Angleichung an die Zugkrafthyperbel erzielt.

In den Fahrstufen 4 bis 8 ist der Wandler ständig überbrückt (WSK), um den Wirkungsgrad zu verbessern. Lediglich in Fahrstufen 1 bis 3 kann die WSK geöffnet werden, um die Wirkung der Drehmomentüberhöhung zu nutzen.

Die hohe Zugkraft in der 1. Fahrstufe von fast 14 kN (mit Wirkung der Wandlerüberhöhung sogar noch höher) kann von dem Fahrzeug übertragen werden, da es mit Allradantrieb ausgerüstet ist.

Die auffälligen Plateaus der einzelnen Zugkraftkurven entstehen, da der Ladedruck des Turbomotors derart geregelt wird (Ladedruckregelventil), dass der Motor über einen großen Drehzahlbereich ein konstantes Drehmoment abgibt.
- Kraftstoffverbrauch im ECE-Zyklus bei Automat im Vorteil, da Schaltpunkte im Zyklus nur für Schaltgetriebe vorgegeben !



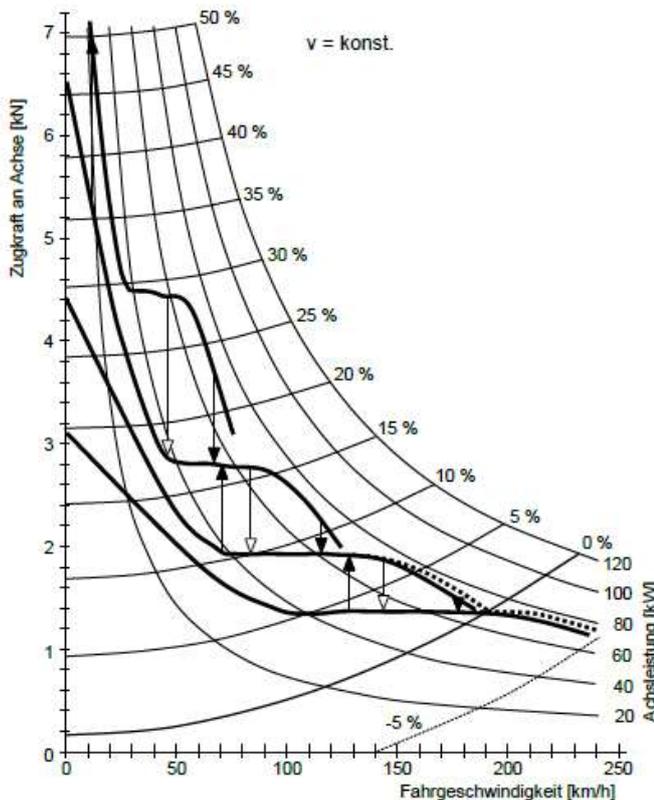
Reifen : 195/65 R 15
 Dyn. Rollradius : 308 mm
 Motorleistung : 85 kW (5400 1/min)
 Straßenfahrleistung: ca. 77 kW
 Drehmoment : 170 Nm
 Drehzahlbereich : 1000 1/min – 6400 1/min
 Gewicht : 1555 kg
 $C_d \cdot A_F$: 0,30 · 2,09 m² = 0,627 m²
 Getriebe-
 Übersetzung i_G : 1. Gang = 3,954
 2. Gang = 2,187
 3. Gang = 1,387
 4. Gang = 1,000
 5. Gang = 0,845
 Antriebsachse i_A : 3,900

Gang	max. Steigung % bei km/h	max. Geschw. km/h bei 1/min
1	56,1	19,6
2	27,6	35,4
3	16,3	55,8
4	10,7	71,5
5	8,2	84,6

Zugkraft = 7601 N bei 19,8 km/h (1.-Gang)

Abb. 4.2-37:

Fahrzustandsdiagramm eines Mittelklassewagens mit Zugkraftkurven bei einem Fünfgang-Schaltgetriebe.



Reifen : 195/65 R 15
 Dyn. Rollradius : 308 mm
 Leistung : 85 kW (5400 1/min)
 Straßenfahrleistung: ca. 77 kW
 Drehmoment : 170 Nm
 Drehzahlbereich : 1000 1/min – 6400 1/min
 Gewicht : 1555 kg
 $C_d \cdot A_F$: 0,30 · 2,09 m² = 0,627 m²
 Getriebe-
 Übersetzung i_G : 1. Gang = 2,400
 2. Gang = 1,480
 3. Gang = 1,000
 4. Gang = 0,723
 Antriebsachse i_A : 3,900
 Max. Geschw. : 3. Gang = 187,6 km/h
 4. Gang = 187,4 km/h

	Schaltpunkte		
	Fahrz.-Geschw. [km/h] / Motor-Drehz. [1/min]	Rückschalten	Vollast
1 / 2	15,7 / 2388	47,2 / 4122	68,4 / 5712
2 / 3	71,8 / 2951	84,8 / 4505	115,7 / 5928
3 / 4	128,1 / 3497	142,6 / 5040	176,4 / 6089

..... mit Wandler-Schaltkupplung

Abb. 4.2-38:

Fahrzustandsdiagramm eines Mittelklassewagens mit Zugkraftkurven bei einem Viergang-Vollautomat (Bauweise: Trilok-Wandler + Planetengetriebe).

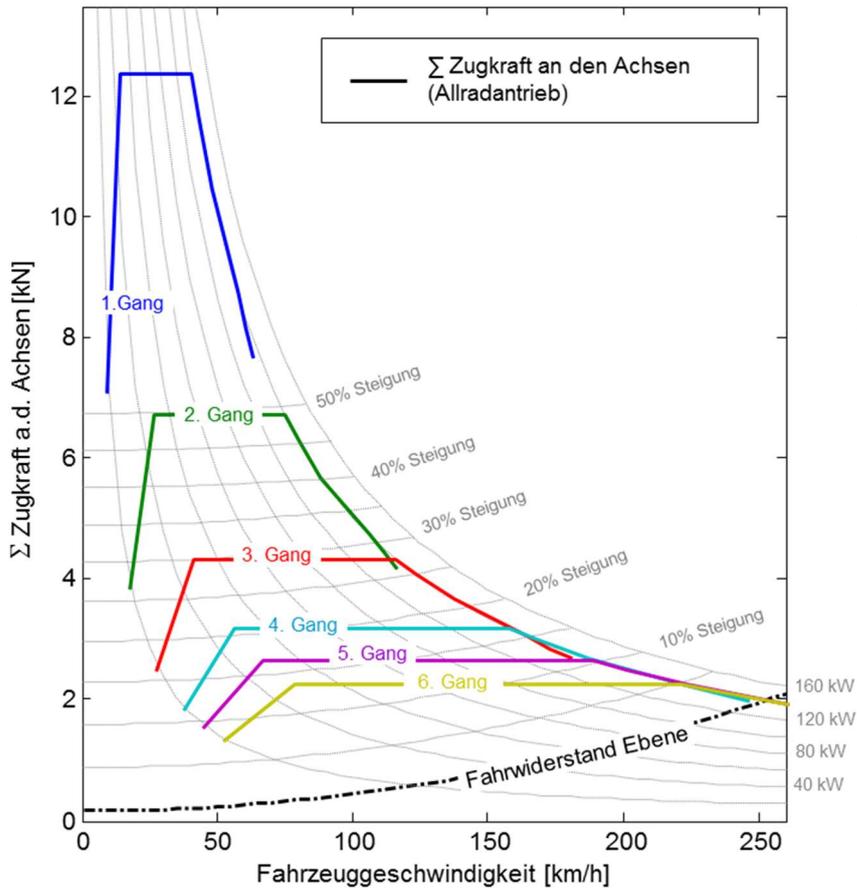


Abb. 4.2-39
Fahrzustandsdiagramm einer Audi-Mittelklasse-Limousine mit 6-Gang Handschaltgetriebe (Quelle: Audi AG)

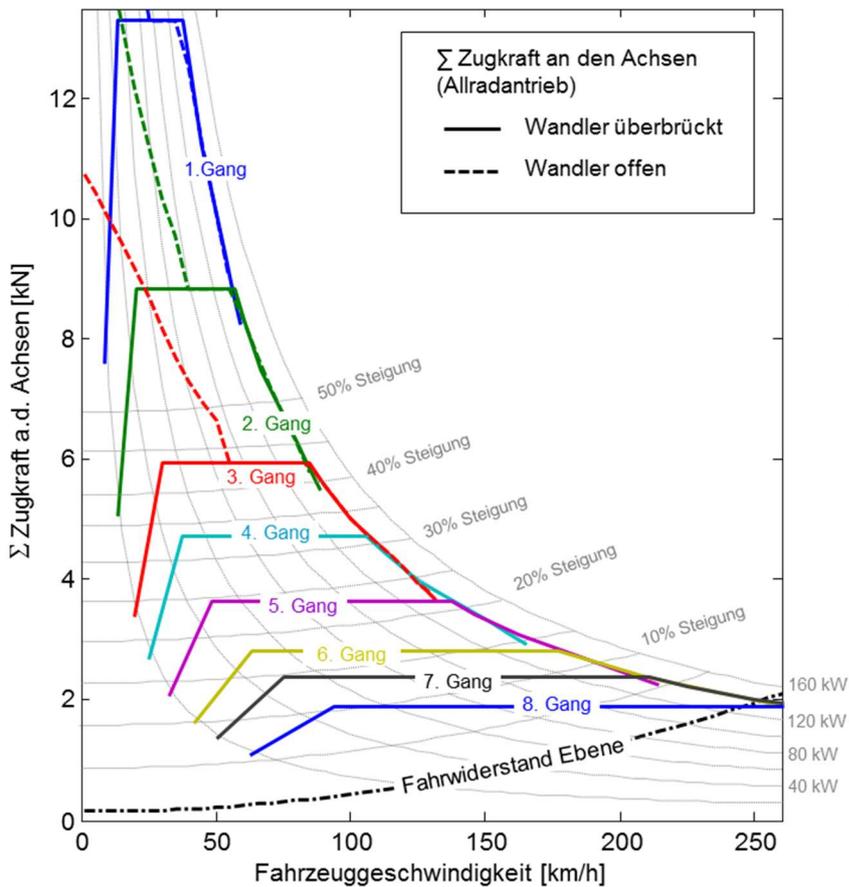


Abb. 4.2-40
Fahrzustandsdiagramm einer Audi-Mittelklasse-Limousine mit 8-Gang Stufenautomatgetriebe (Quelle: Audi AG)

Ausgeführte Bauarten:

- Viergang-Vollautomat (Abb. 4.2-41)
 - Einsatz: Pkw mit Frontantrieb
 - Aufbau: Trilok-Wandler (mit integriertem Torsionsdämpfer T)
Viergang-Planetengetriebe (modifizierter Ravigneaux-Satz P)
Kupplungen A, B, E
Bremsen C, C', I
Freiläufe F, G, H
Differenzial D (im Getriebegehäuse integriert)
 - Funktion:
 - 1.-, 2.-, Rw-Gang:
100 % Motorleistung über Trilok-Wandler und Planetengetriebe.
(Kupplung E offen, P im entsprechenden Gang).
 - 3.-Gang:
40 % Motorleistung über Trilok-Wandler und Planetengetriebe.
60 % Motorleistung über Torsionsdämpfer (Kupplung E geschlossen,
P im 3. Gang.)
 - 4.-Gang:
100 % Motorleistung über Torsionsdämpfer (Kupplung E geschlos-
sen, P im 4. Gang.)

- Neungang-Vollautomat (Abb. 4.2-42)
 - Einsatz: Pkw mit Frontantrieb
 - Aufbau: Trilok-Wandler mit Überbrückungskupplung (Wandler-Schaltkupplung WSK) und zwei integrierten Torsionsdämpfern T1 und T2
Neungang-Planetengetriebe (Kombination aus einem modifizierten Simpson- und einem modifizierten Ravigneaux-Satz P)
Kupplungen B, E, F
Bremsen A, C, D, I
Differenzial D (im Getriebegehäuse integriert)
Alle Gänge:
100 % Motorleistung über Wandler bzw. WSK !

- Neungang-Vollautomat (Abb. 4.2-43)
 - Einsatz: Pkw mit Heckantrieb
 - Aufbau: Trilok-Wandler mit Überbrückungskupplung (Wandler-Schaltkupplung WSK) und Torsionsdämpfern (in Prinzipskizze nicht dargestellt)
Neungang-Planetengetriebe (modifizierte Ravigneaux-Sätze)
Kupplungen D, E, F
Bremsen A, B, C
Alle Gänge:
100 % Motorleistung über Wandler bzw. WSK !

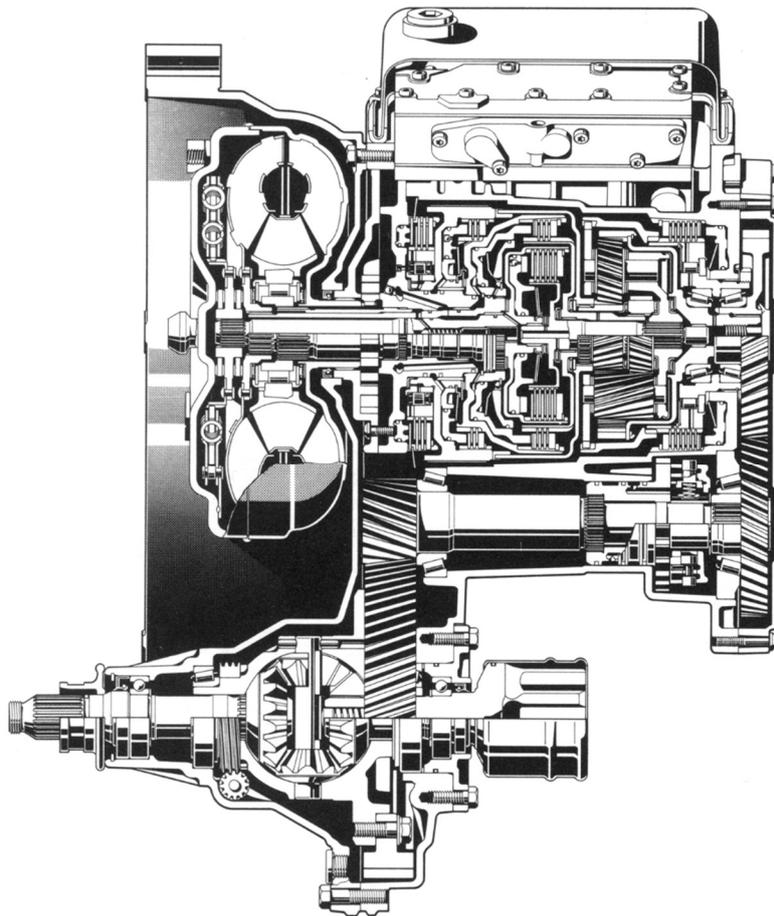
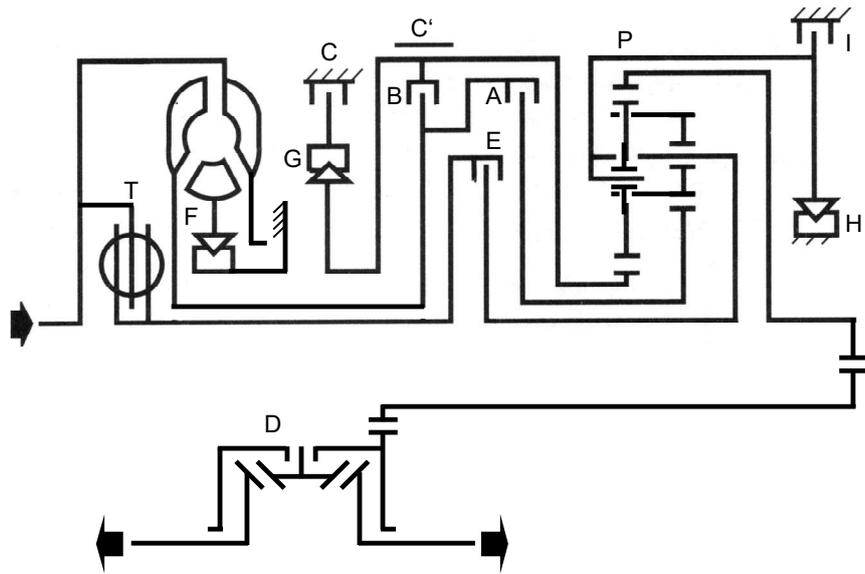
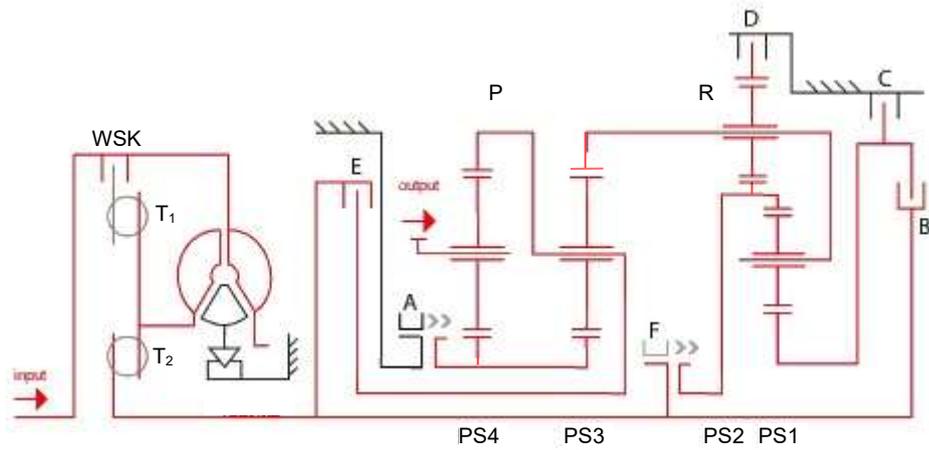
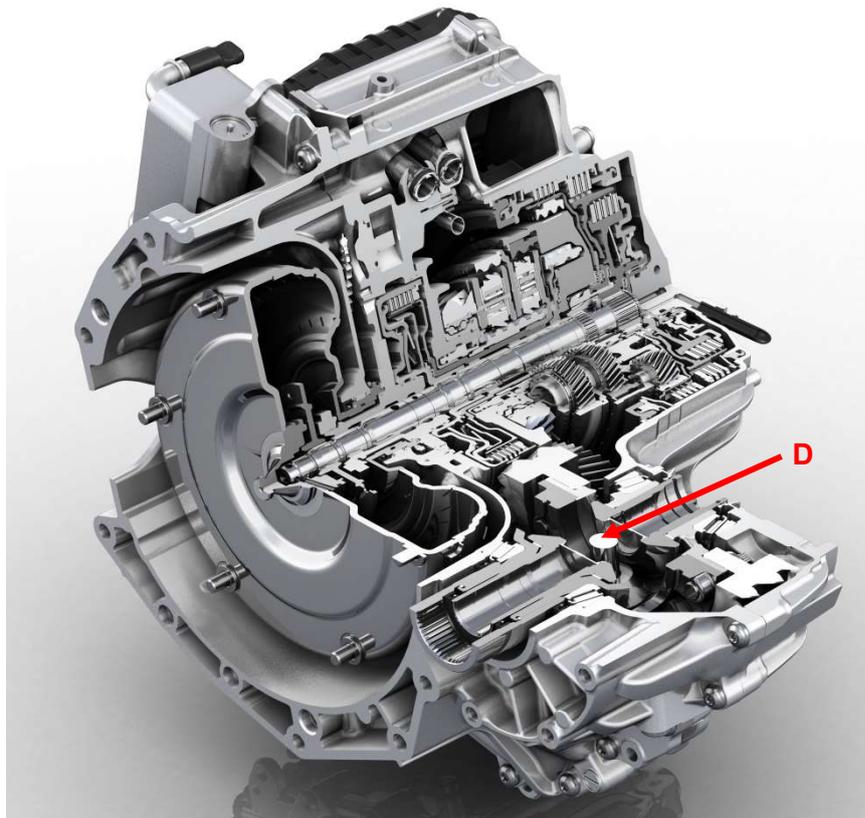


Abb. 4.2-41: Viergang-Vollautomat der Firma ZF für Pkw mit Frontantrieb. Das Treibachsdifferential ist in das Getriebegehäuse integriert.

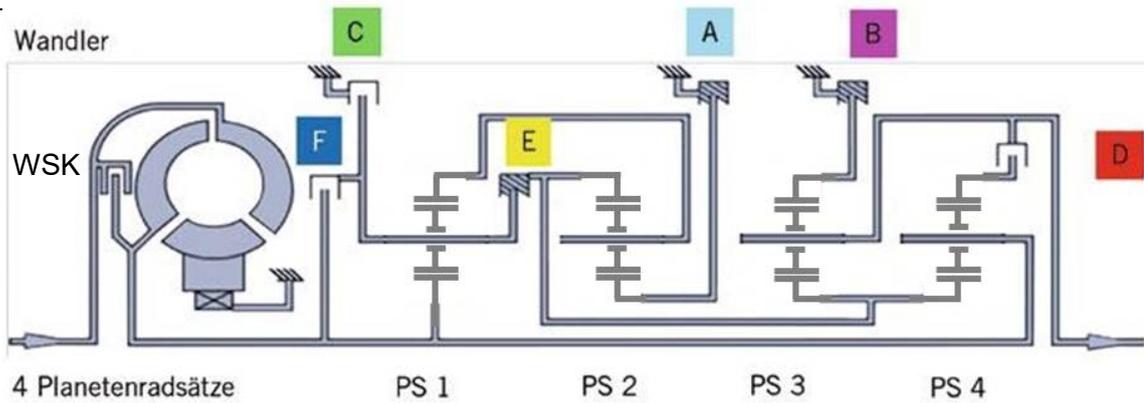


Quelle: en.wikipedia.org/wiki/ZF_9HP_transmission

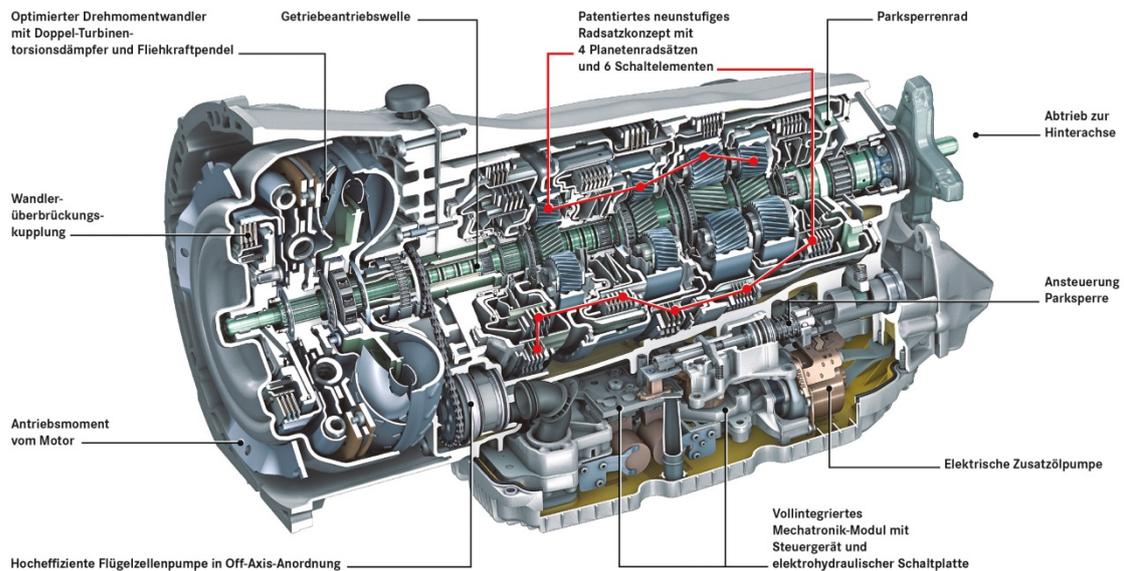


Quelle: www.zf.com

Abb. 4.2-42: Neungang-Vollautomat 9HP der Firma ZF für Pkw mit Frontantrieb. Das Treibachsdifferenzial ist in das Getriebegehäuse integriert.



Gang	A	B	C	D	E	F	nt/nab
1	●	●			●		5,503
2		●			●	●	3,333
3	●	●				●	2,315
4	●	●		●			1,661
5	●			●		●	1,211
6				●	●	●	1,000
7	●			●	●		0,865
8			●	●	●		0,717
9	●		●	●			0,601
R	●	●	●				-4,932
P	●	●					0,000



Mercedes-Benz

www.media.daimler.co

Abb. 4.2-43: Neungang-Vollautomat 9G-TRONIC für Pkw mit Frontmotor und Heckantrieb. An- und Abtrieb liegen koaxial.

b.) Vollautomatisches Vorgelegegetriebe

• Einfaches Vorgelegegetriebe

Aufbau wie Vorgelegeschaltgetriebe mit Sperrsynchrisation und Trockenkupplung, jedoch Kupplung und Getriebe vollautomatisch.

- Anfahren: Wie bei Halbautomat, Abschnitt 4.231, über automatisch betätigte, trockene Reibkupplung.
- Schalten: Lasttrennung über automat. Trockenkupplung (Anfahrkupplung), automatische Gaswegnahme, automatische Betätigung der Schaltgabeln.
- Wirkungsgrade: Ähnlich Halbautomat, etwas besser, möglich durch bessere Wahl der Schaltpunkte.
- Nachteile: Lasttrennung zum Schalten, Zugkraftunterbrechung!
- Ausgeführte Bauarten:
Smart (bis 2014, Vollautomat).
Opel Corsa (Vollautomat).
Nfz-Zehnganggetriebe (Abb. 4.2/44).

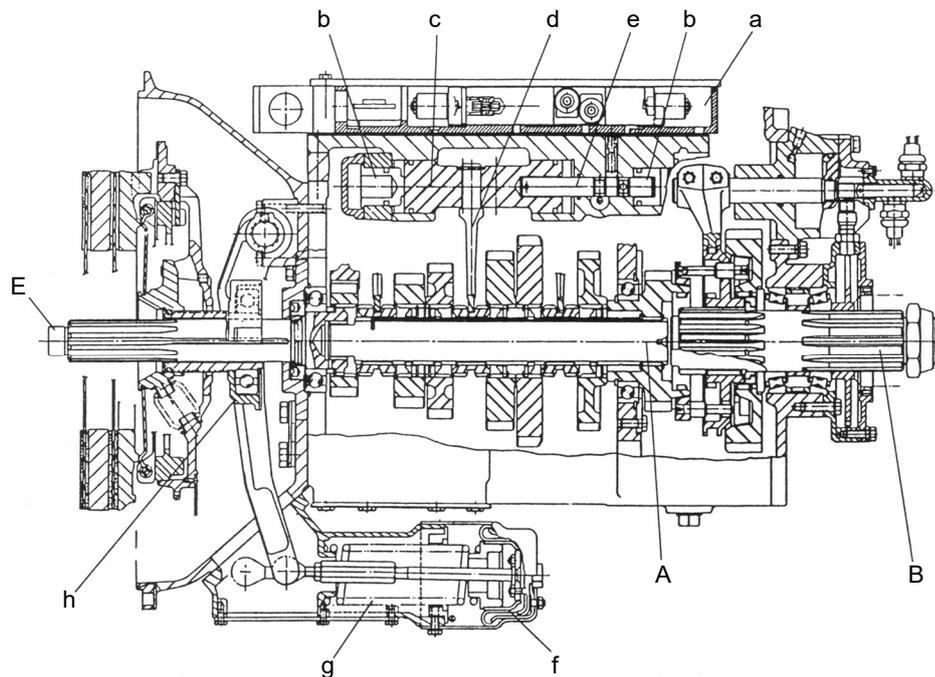


Abb. 4.2-44: Schnitt durch ein automatisches Nfz-Vorgelegegetriebe mit zehn Gängen.

E Eingangswelle, A Ausgangswelle des Hauptgetriebes, B Ausgangswelle der Nachschaltgruppe, (die zwei Vorgelegewellen sind nicht abgebildet), a Deckel mit den Luftverteiler-ventilen, b Kolben für die Bewegung in Neutralstellung, c Schaltkolben 1. - 2. Gang, d Schaltgabel 1. - 2. Gang, e Verriegelungsbolzen, f Pneumatikkolben zur Kupplungsbetätigung, g Lösefeder, h Kupplungsdrucklager.

c.) Doppelkupplungsgetriebe

Vermeidet Lasttrennung und damit Zugkraftunterbrechung beim Schalten.

Prinzipieller Aufbau: Abb. 4.2-45 und Abb. 4.2-46.

- Zwei automatisch betätigte Reibkupplungen (Abb. 4.2-47 bis Abb. 4.2-49),
 - K1 verbunden mit „ungeraden“ Gängen 1, 3 (Hohlwelle),
 - K2 verbunden mit Synchronisierereinrichtung S2,4 der „geraden“ Gänge 2, 4.
- Automatisiertes Vorgelegegetriebe,
 - Sperrsynchronisiert.

Funktion:

- Anfahren: Reibkupplung K1 (trocken oder nasslaufend), Betätigung automatisch (elektrohydraulisch).
- Schalten: Vorgelegegetriebe mit Doppelkupplung K1 und K2.
 - Betätigung
Elektrohydraulisch (Schalter oder Schalthebel, stellt elektrischen Kontakt her).
 - Schaltvorgang
Bei eingelegtem Gang ist stets eine Kupplung offen, eine geschlossen.
Schaltelemente, die mit offener Kupplung verbunden sind, können geschaltet werden. Dabei nur Synchronisierungsmomente für Schwungmassen (Wellen, Zahnräder, Schaltelemente) erforderlich, da Motormoment über geschlossene Kupplung K2 oder K1 läuft.
Danach Übergangsphase, Wechsel zwischen offener und geschlossener Kupplung. Am Schaltende wieder nur eine Kupplung geschlossen.
Daher Schaltvorgang ohne Lasttrennung,
Vorteil: Keine Zugkraftunterbrechung.

Wirkungsgrade:

Besser als Planetenvollautomaten, da

- weniger drehende Teile,
- weniger hydraulische Stellglieder.

Aber geringfügig schlechter als „übliche“ Bauweise automatischer Vorgelegegetriebe, da

- mehr drehende Teile,
- mehr hydraulische Stellglieder.

Anmerkungen:

- Kurze Schaltzeiten (0,4 bis 0,6 sec) durch mechatronische Regelsysteme.
- Schaltrucken praktisch vollständig vermeidbar.

Beispiel für ausgeführte Getriebe:

- ZF Doppelkupplungsgetriebe im Porsche 911, Abb. 4.2-50 bis Abb. 4.2-53.

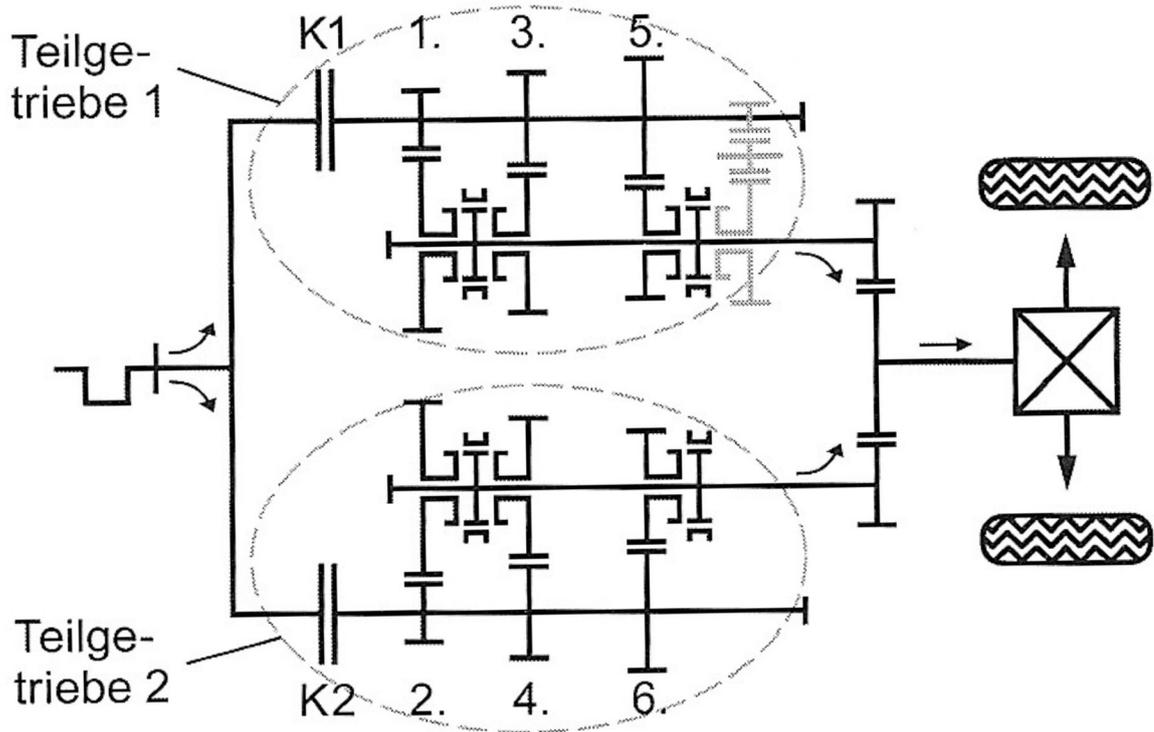


Abb. 4.2-45: Prinzip des Doppelkupplungsgetriebes.

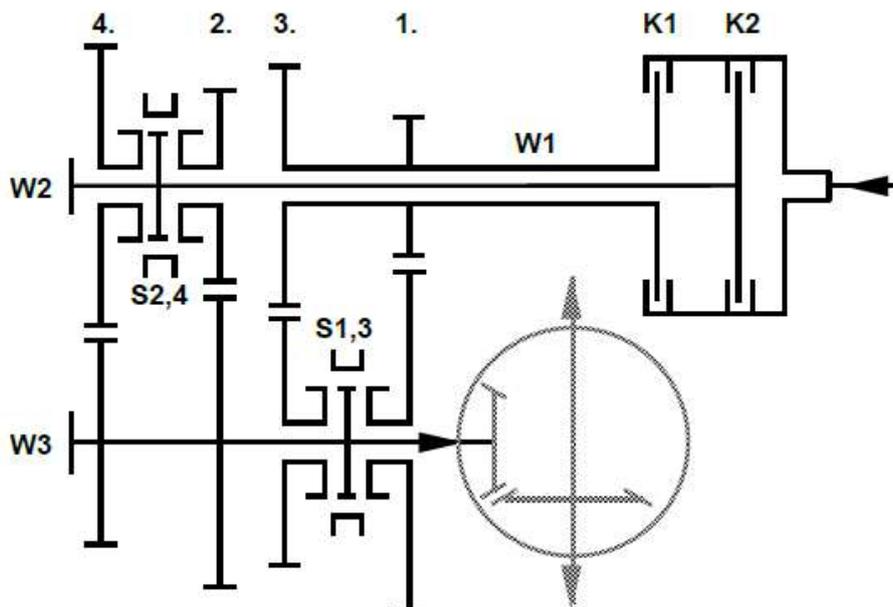


Abb. 4.2-46: Prinzipskizze eines Doppelkupplungsgetriebes für den Einbau nach dem Transaxle-Prinzip (Porsche, Getriebe an der Hinterachse).

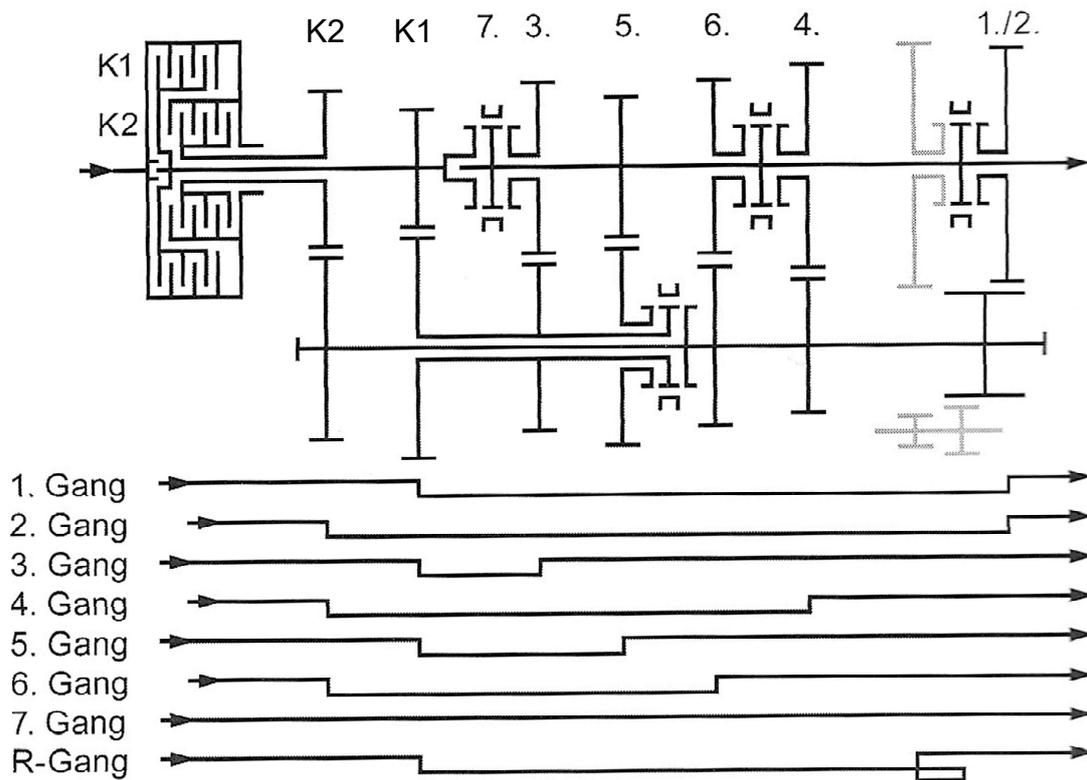


Abb. 4.2-47: 7-Gang-Doppelkupplungsgetriebe ZF.

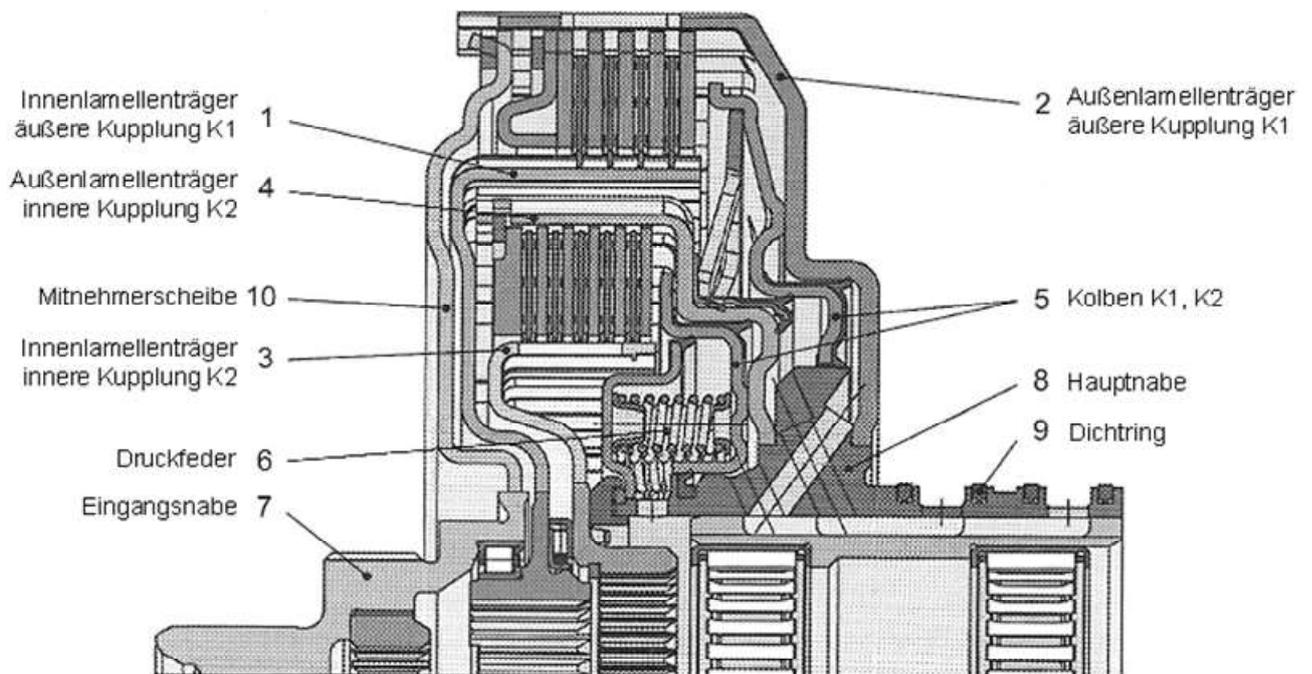
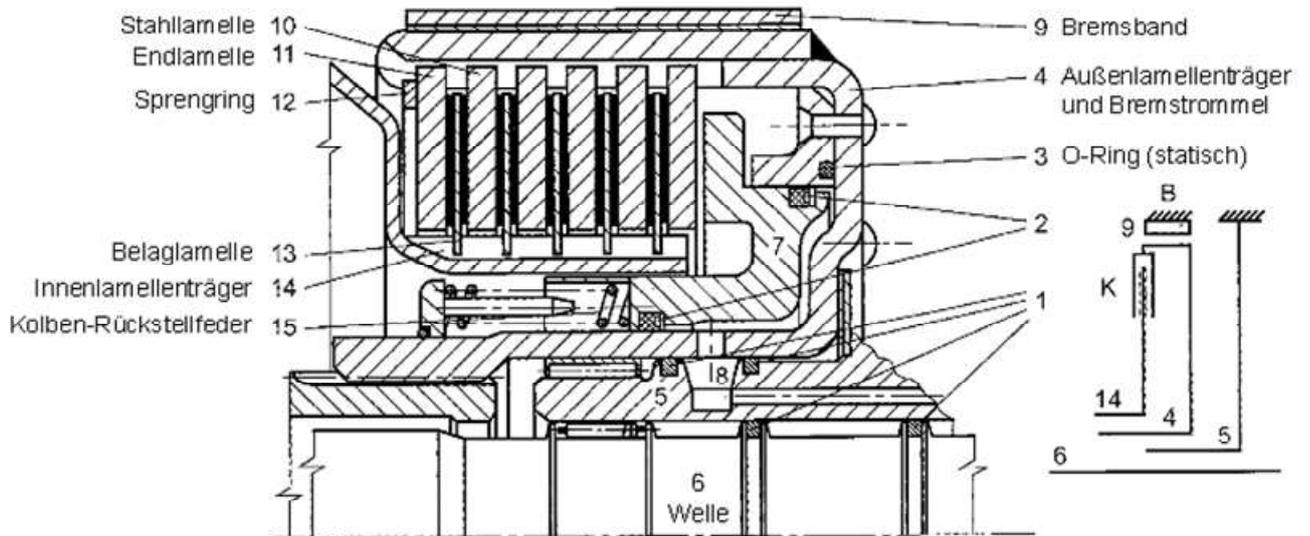


Abb. 4.2-48: Nasslaufende Doppelkupplung von VW / BorgWarner.



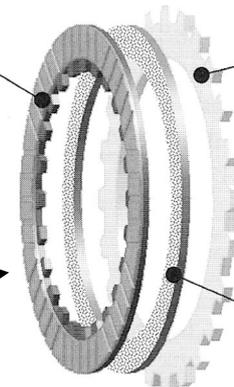
- 1 Rechteckring (rotierend)
- 2 Nutring
- 5 Gehäuse
- 7 Kolben
- 8 Druckölauführung

Belaglamelle
genuteter Reibbelag
hier: innenverzahnter Träger

Stahllamelle
Gegenlauffläche,
hier: außenverzahnt

Chemische
Reaktionsschicht
auf Stahllamelle

Lamellen einer
Lamellenkupplung



Ölfilm

Abb. 4.2-49: Lamellenkupplung mit Bandbremse.

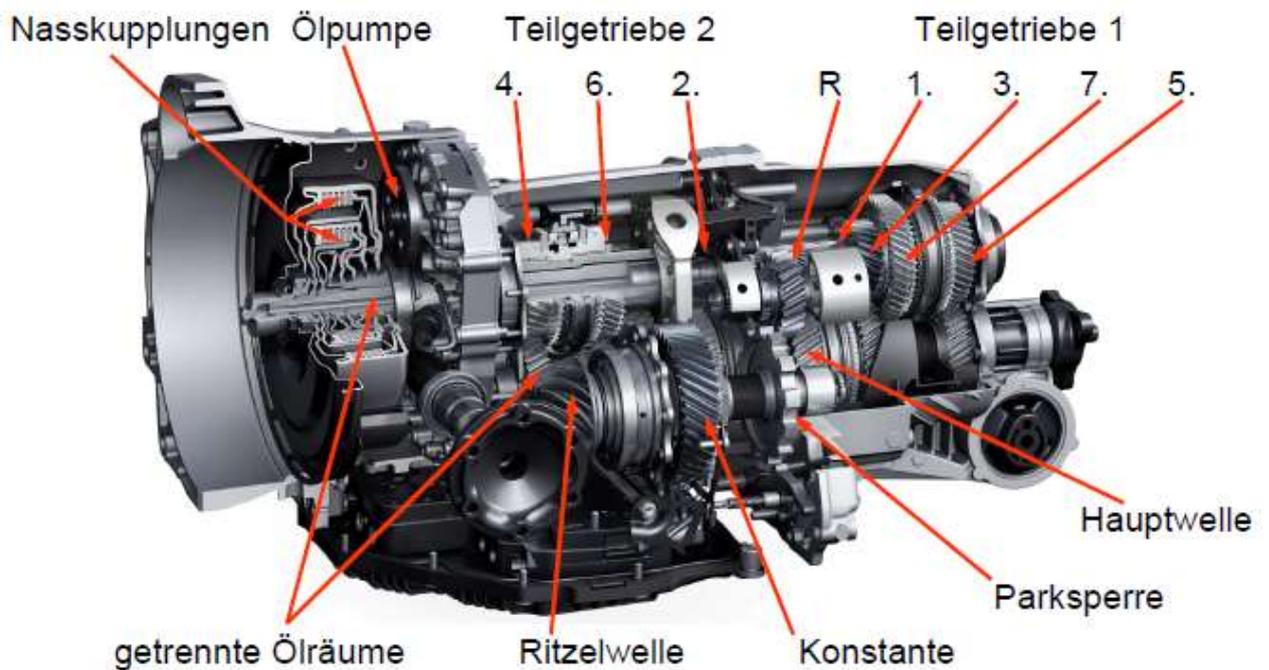
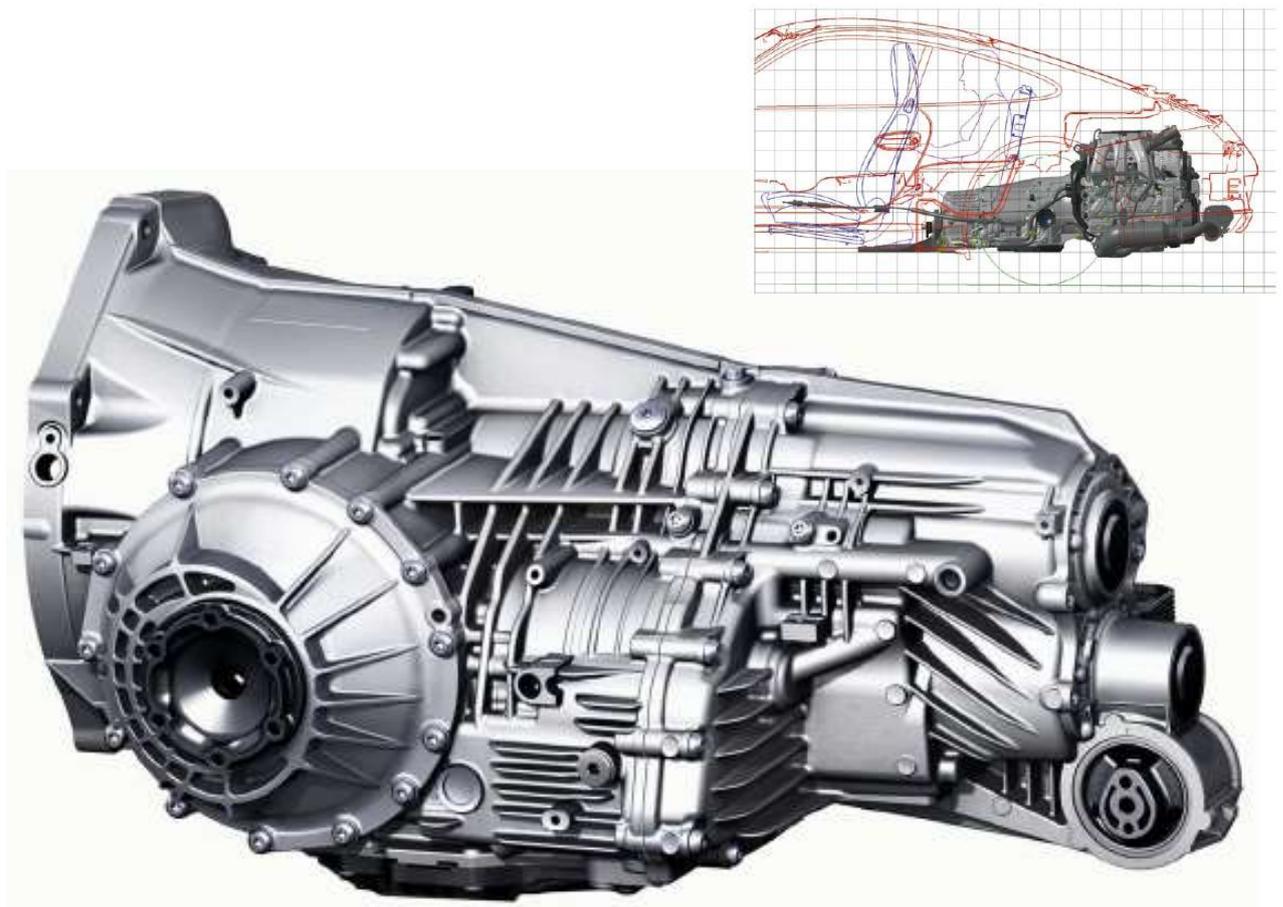
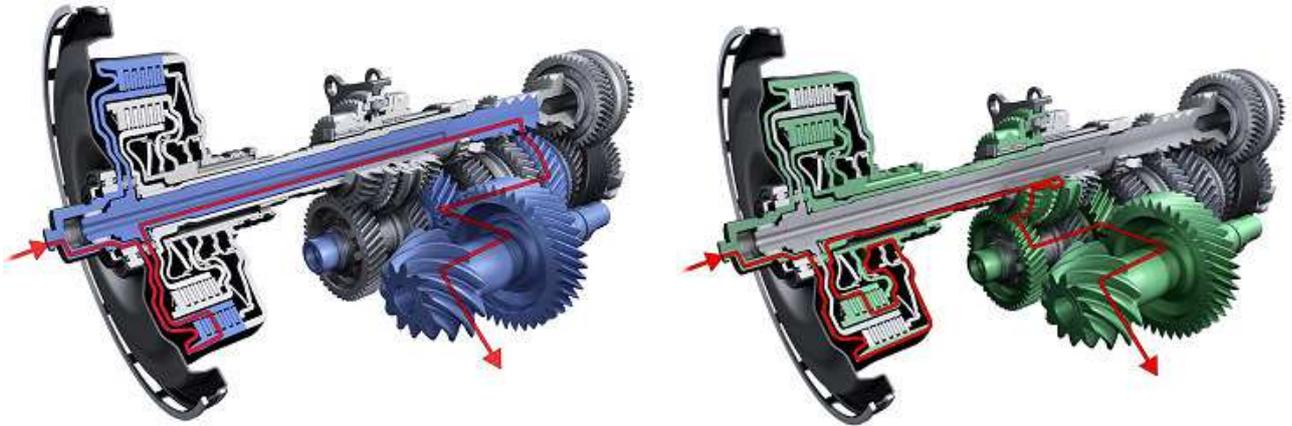
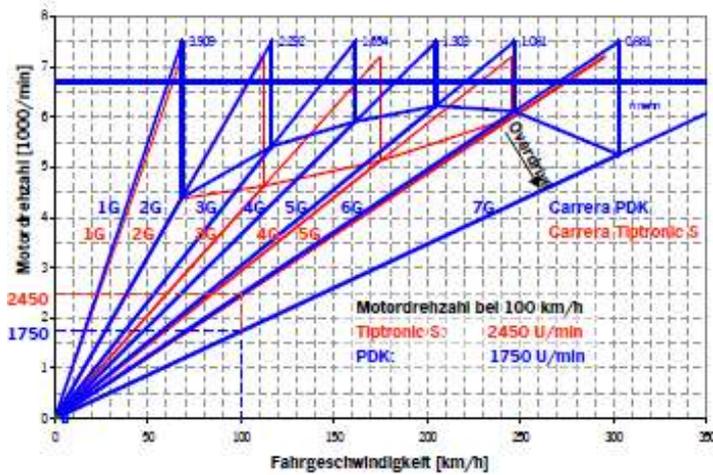


Abb. 4.2-50: ZF Doppelkupplungsgetriebe Porsche 911, MJ 2009.

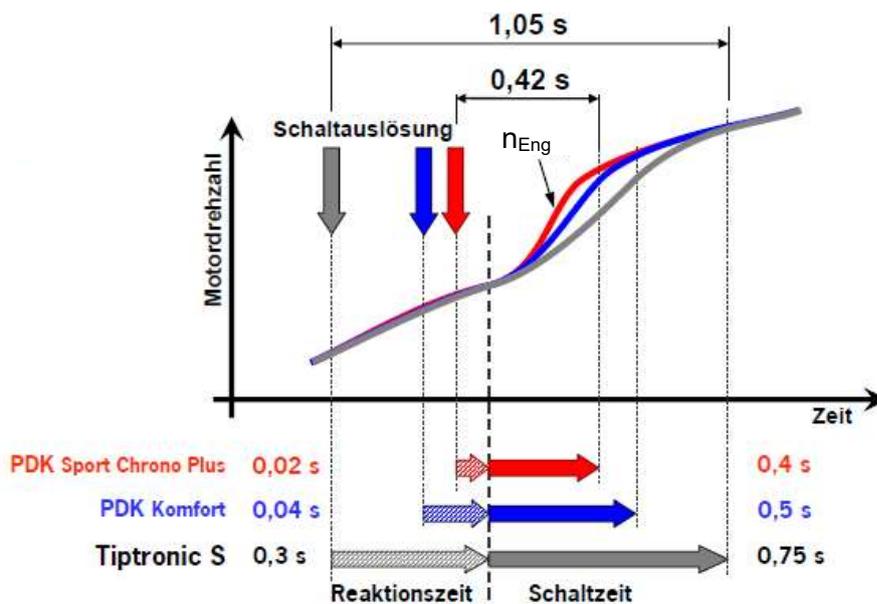


1. Gang

4. Gang

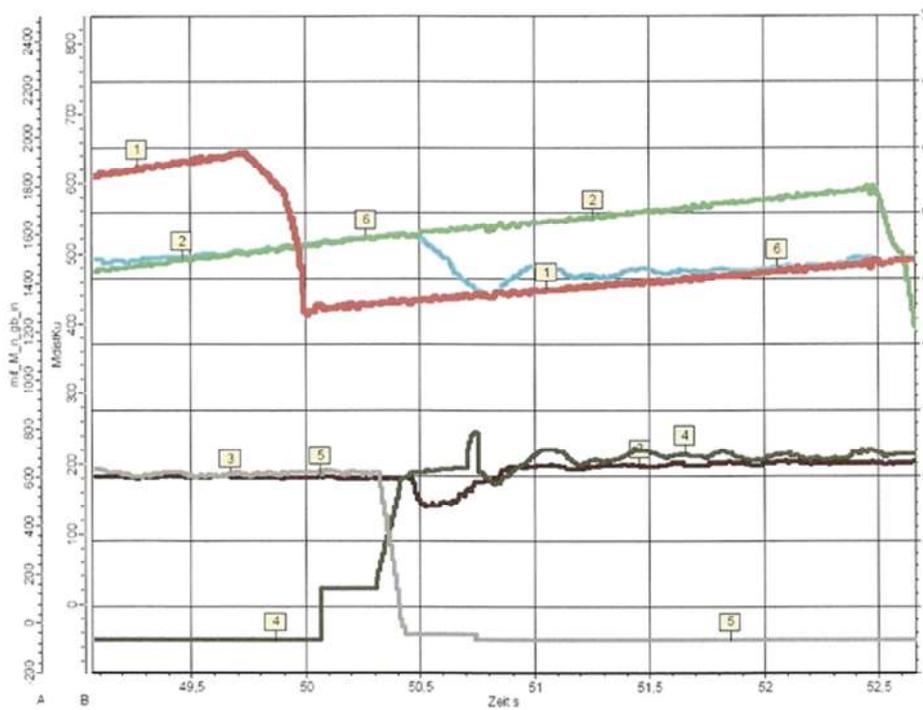


Getriebeübersetzung



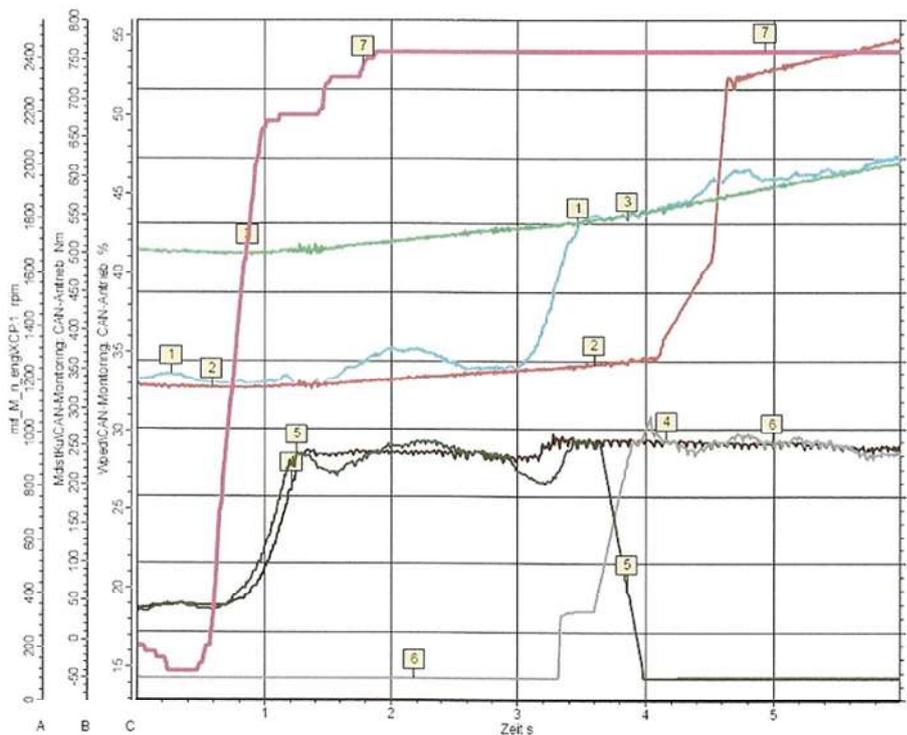
Schaltzeit 6. → 2. Gang

Abb. 4.2-51: ZF Doppelkupplungsgetriebe Porsche 911, MJ 2009.



- 1 = Drehzahl Welle 1
- 2 = Drehzahl Welle 2
- 3 = Motormoment
- 4 = Moment Kupplung 1
- 5 = Moment Kupplung 2
- 6 = Motordrehzahl

Abb. 4.2-52: Lasthochschalten 6. → 7. Gang.
ZF Doppelkupplungsgetriebe Porsche 911, MJ 2009.



- 1 = Motordrehzahl
- 2 = Drehzahl Welle 1
- 3 = Drehzahl Welle 2
- 4 = Motormoment
- 5 = Moment Kupplung 1
- 6 = Moment Kupplung 2
- 7 = Gaspedalstellung

Abb. 4.2-53: Lastrückschalten 7. → 6. Gang.
ZF Doppelkupplungsgetriebe Porsche 911, MJ 2009.

- Direktschaltgetriebe DSG von VW / BorgWarner
Aufbau prinzipiell wie vorher, jedoch für Frontantrieb ausgelegt, Abb. 4.2/54 und 55.
Zwei Kupplungen: Eine bedient die Gänge eins, drei und fünf, die andere die Gänge zwei, vier und sechs, Abb. 4.2/56 und 57. Keine Zugkraftunterbrechung beim Schalten – hoher Fahrkomfort, Abb. 4.2/58.
 - Wirkungsgrad mechanischer Getriebe wird mit Vorteil der unter Last schaltbaren Kupplung verbunden – Verbesserung des Gesamtwirkungsgrades.
 - Verbesserung des Kraftstoffverbrauchs, Abb. 4.2/59.
 - Sehr gute Fahrdynamik.
 - Gangwechsel ist manuell und automatisch möglich.
 - Relativ kleiner Bauraumbedarf.

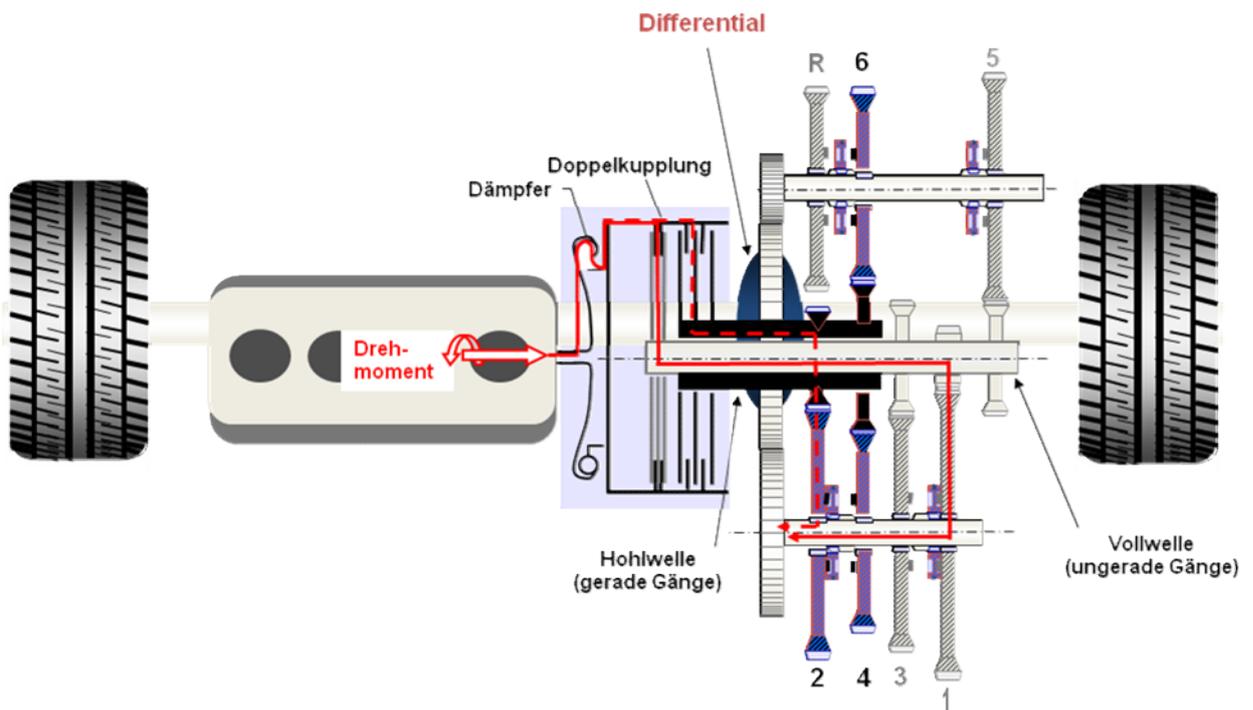


Abb. 4.2-54: Doppelkupplungsgetriebe von VW / BorgWarner, schematischer Aufbau.

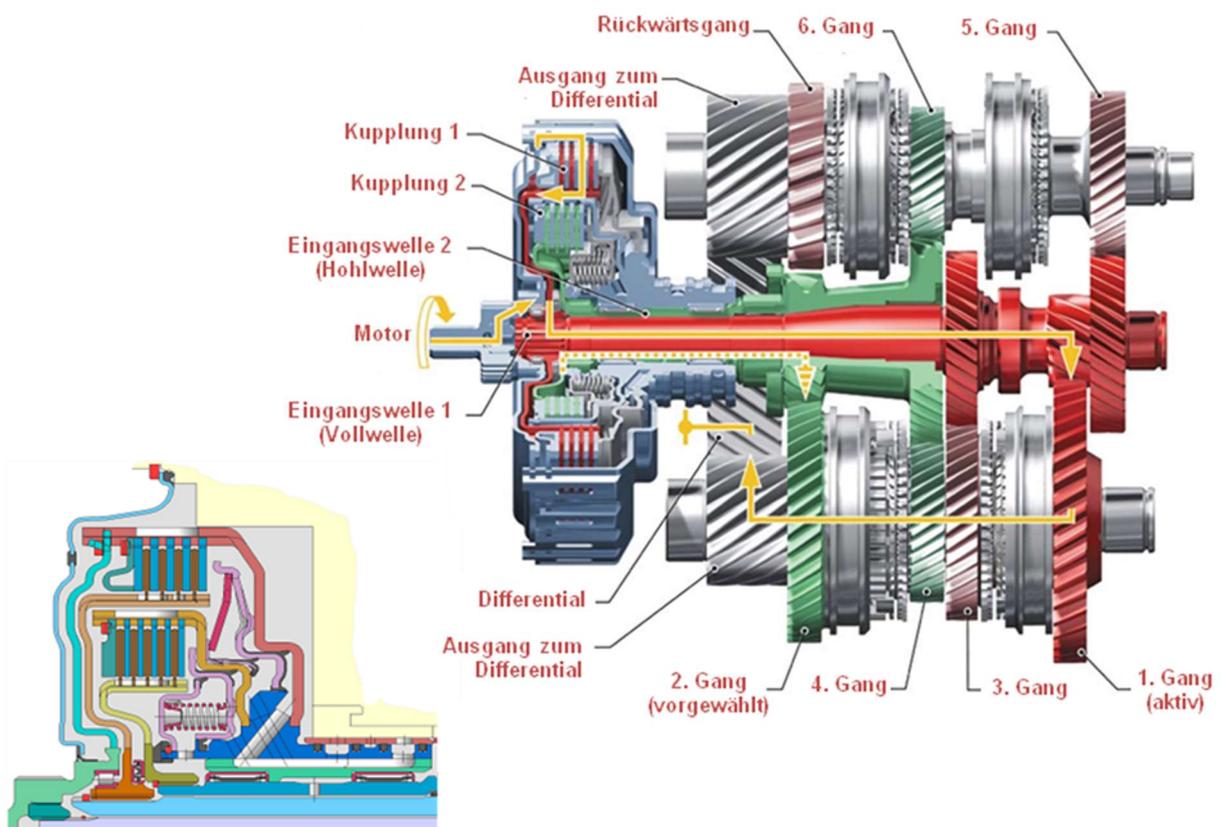


Abb. 4.2-55: Doppelkupplungsgetriebe von VW / BorgWarner mit 6 Gängen, Aufbau.



Abb. 4.2-56: Doppelkupplung von BorgWarner.

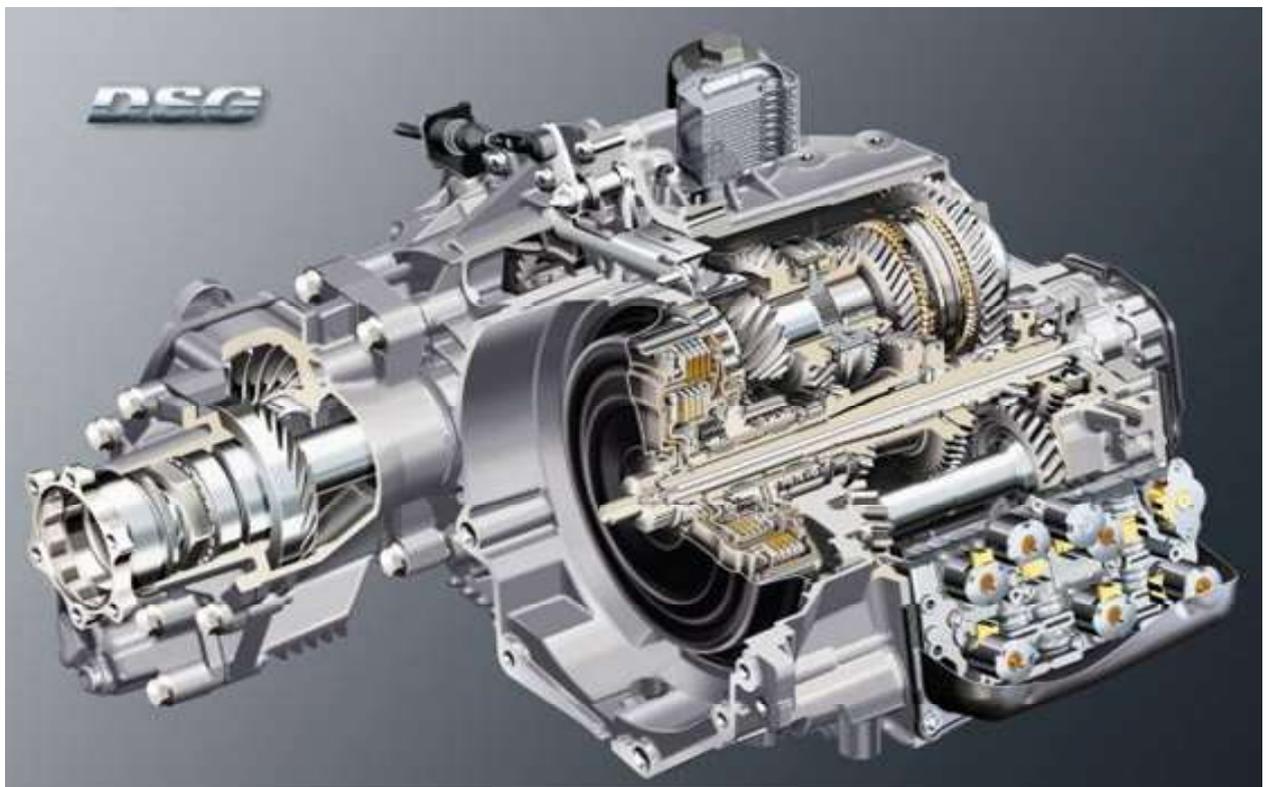
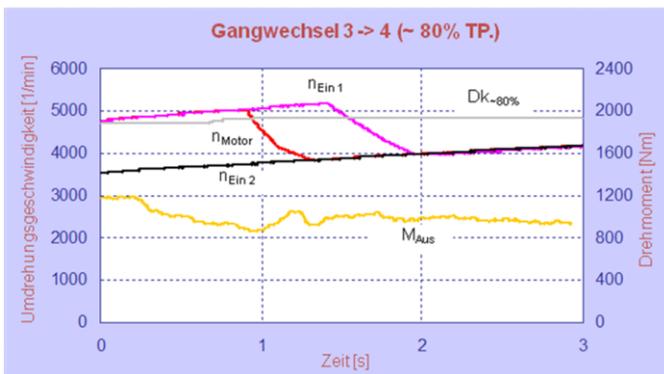
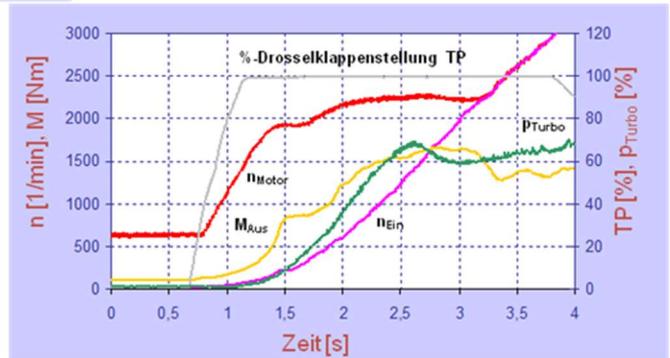


Abb. 4.2-57: DSG Direktschaltgetriebe (Doppelkupplungsgetriebe).



➤ Hohe Anpassungsfähigkeit an verschiedene Motoren- und Fahrzeugkombinationen

➤ Hohe Agilität und Fahrzeugdynamik



- Direkte Motorkraftübertragung
- Keine Drehmomentunterbrechung während des Schaltens
- Hoher Fahrkomfort

Abb. 4.2-58: Kennfelder eines Doppelkupplungsgetriebes (BorgWarner).

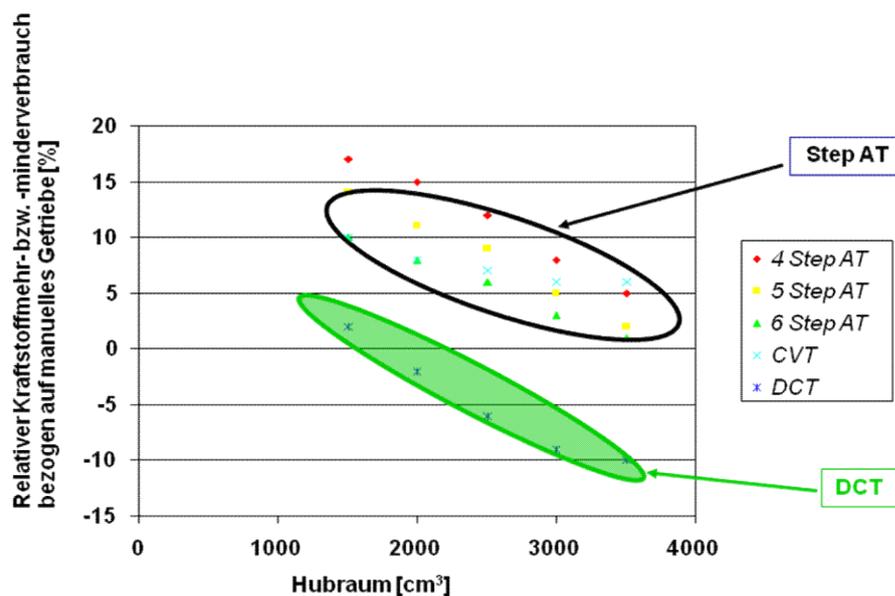
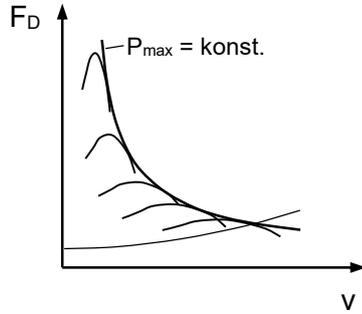


Abb. 4.2-59: Relativer Kraftstoffverbrauch eines Doppelkupplungsgetriebes (DCT).

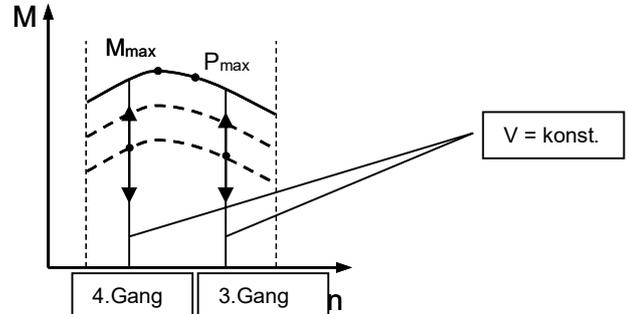
4.2.4 Stufenlose mechanische Getriebe

Aufgabe:

Bisher: Stufengetriebe

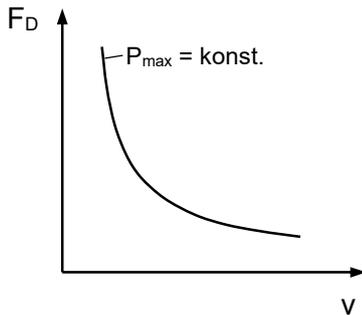


v vorgegeben

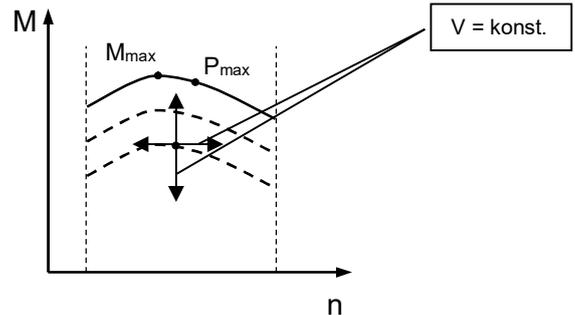


n = konst. (je nach Gang)
M = variabel (Teillast / Vollast)

Jetzt: Stufenloses Getriebe



v vorgegeben



n = variabel }
M = variabel } Je nach Wunsch.

Damit verschiedene Betriebskennlinien möglich (Abb. 4.2-60), z.B.

- Verbrauchsoptimiert (niedere Drehzahlen)
- Sportliche Kennlinie (höhere Drehzahlen)
- Adaptive Kennlinie (je nach Gaspedalbewegung des Fahrers)
- Kick down (bei jeder v ist P_{max} abrufbar)

Lösung:

- Variator, 2 Scheibensätze (kegelig oder ballig), von denen jeweils eine Scheibe verstellbar (Abb. 4.2-61).
- Scheibensätze verbunden mit Band oder Kette, Kraftübertragung durch Reibschluss.
- Kraftübertragung analog Keilriementrieb,
 - Scheibenpaar 1 zusammen geschoben \Rightarrow Laufradius wächst,
 - Scheibenpaar 2 auseinander geschoben \Rightarrow Laufradius fällt,
 - Variation gekoppelt über Steuerung \Rightarrow Bandlänge konst.
- Anpresskräfte rel. hoch, da μ (Stahl – Stahl) gering !
 - Hohe Vorspannkräfte erforderlich,
 - Anpressung + Verstellung der Scheiben hydraulisch, elektronisch angesteuert,
 - Öldruck ca. 20 – 60 bar.
- Prinzip bereits 1959 bei DAF. Allerdings
 - Gummi-Keilriemen,
 - rein mechan. Verstellung durch Fliehkraftregler und Saugrohr-Unterdruck,
 - Anpressung ungeregelt über Federn,
 - η schlecht.

Wirkungsgrad: (Abb. 4.2-67)

Reibverluste zwischen Band / Kette und Scheiben. Ursache „spiralförmiger“ Lauf von Band / Kette bei Ein- und Auslauf. Günstig daher

- Scheiben und Wellen steif (unnachgiebig),
 - damit geringe Anpresskräfte (entspr. Vorspannung), da geringerer Vorspannungsverlust,
 - ferner drehmomentabhängige Regelung der Anpresskraft (Sicherheit gegen Durchrutschen 1,25 !), siehe Abb. 4.2-62.
- \Rightarrow Pumpenleistung wird minimiert, da geringerer Öldruck, außerdem
 \Rightarrow Minimierung der Übertragungsverluste zwischen Band / Kette und Scheiben.

Weitere Verbesserung von η :

- Gemeinsame Regelung von Verstellung und Anpressung (Abb. 4.2-63) wird getrennt (Abb. 4.2-64).
 - Anpresszylinder: Größere wirksame Fläche.
 - Verstellzylinder: Kleinere wirksame Fläche.
 - Kopplung:
 - Öl der Anpresszylinder direkt (auf hohem Druckniveau) ausgetauscht, nicht über Entlastungsleitung – Ölsumpf – Pumpe !
 - Nur geringe Volumenströme der Verstellzylinder von Pumpe gefördert !

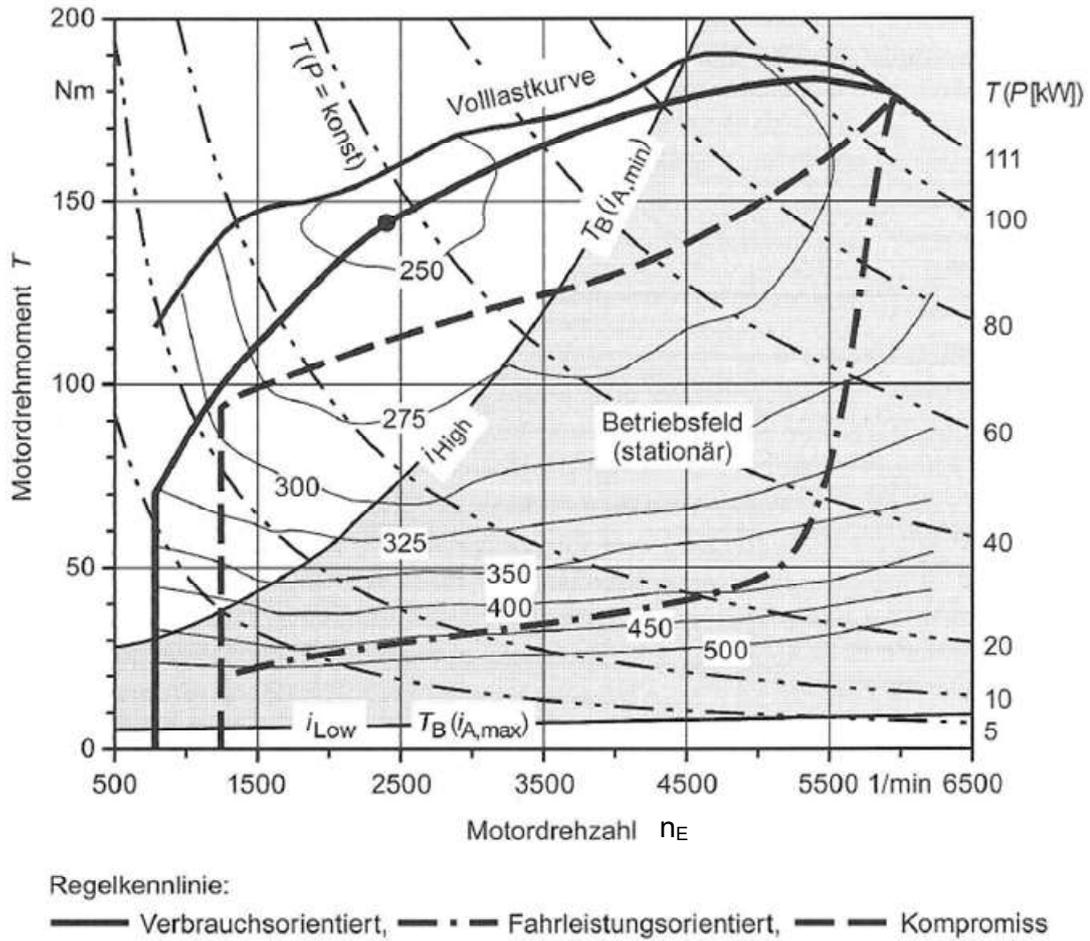


Abb. 4.2-60: Regelkennlinien für Stufenlosgetriebe.

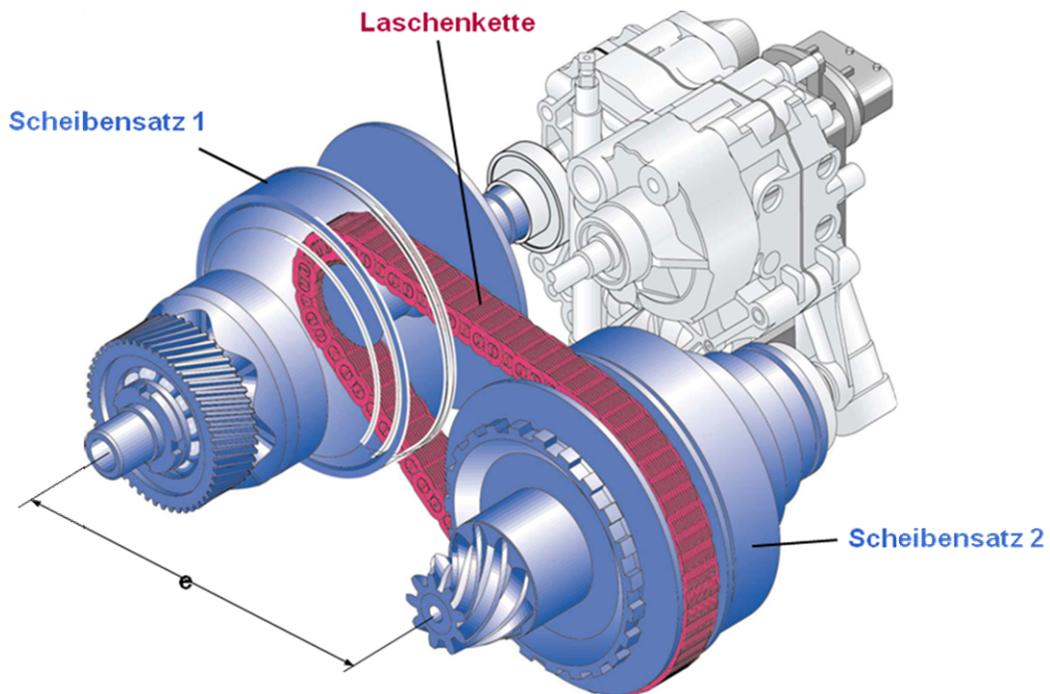


Abb. 4.2-61: Scheibensätze eines Variators mit Laschenkette.

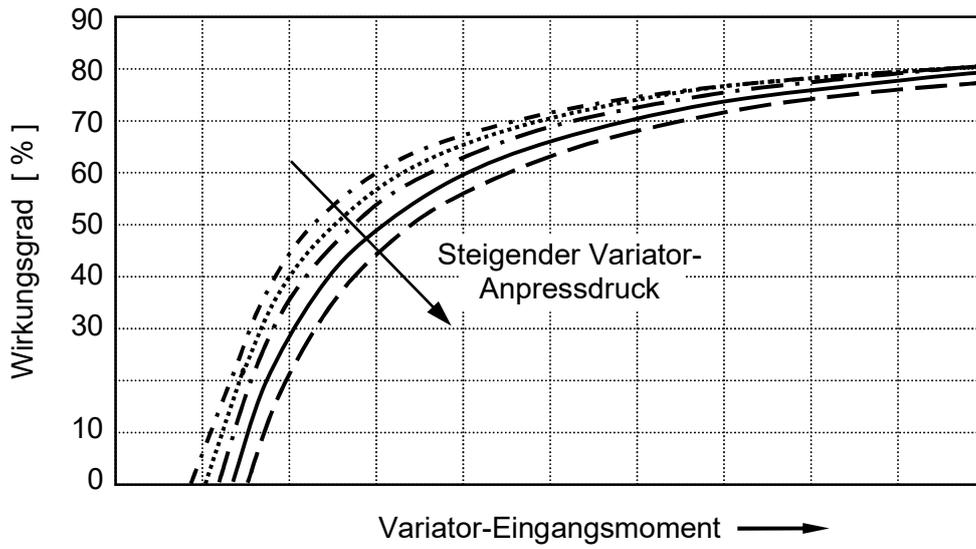


Abb. 4.2-62: Einfluss des Variator-Anpressdrucks auf den Gesamt-Triebstrangwirkungsgrad einer CVT (vom Motorausgang bis zu den angetriebenen Felgen).

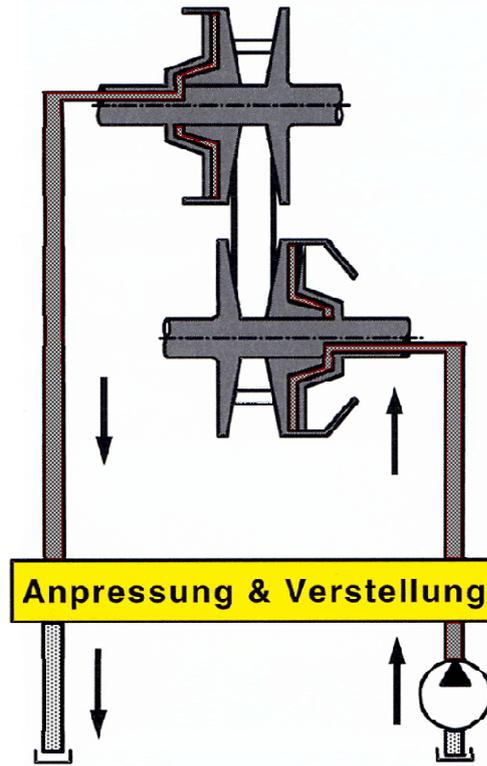


Abb. 4.2-63: Prinzipdarstellung eines Variators mit elektrohydraulischer Regelung der Anpressung und Verstellung der Kegelscheiben.

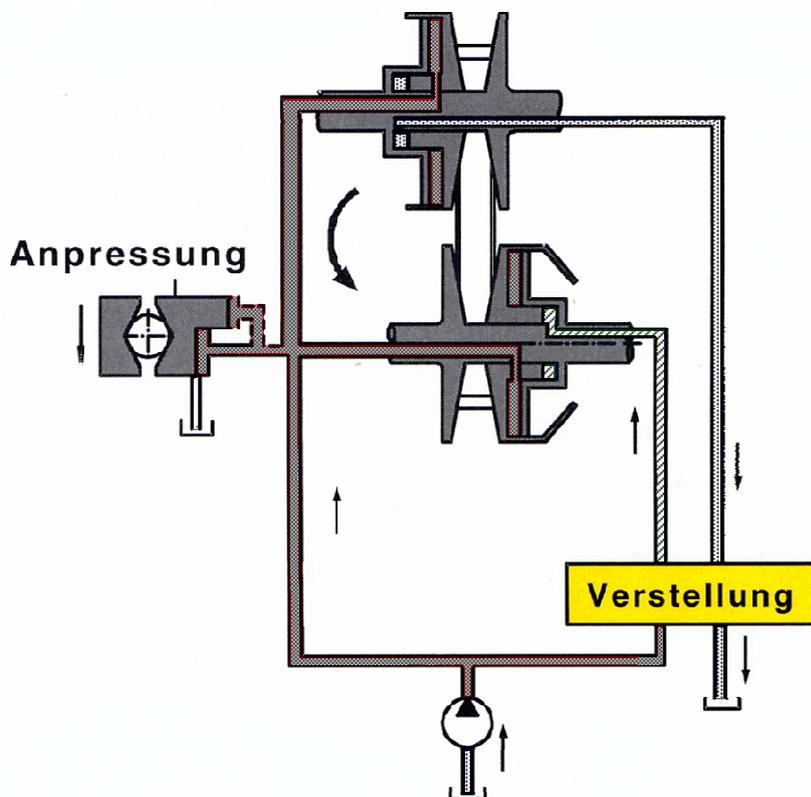


Abb. 4.2-64: Variator mit Doppelkolben für Anpressung und Verstellung.

Band oder Kette:

Unterscheide nach Kraftübertragung in Band- / Ketten-Richtung:

- Schubgliederband (Kraftübertragung: Druck)
- Zuggliederkette (Kraftübertragung: Zug)

- Schubgliederband, Abb. 4.2-65.

Besteht aus feingliedrigen Schubgliedern, gehalten von Stahlbändern.

- η rel. schlecht, da Verlustarbeit rel. hoch.
- Geräusch gering, da wegen feingliedrigem Aufbau geringe „Eingriffstöße“, weniger Geräuschanregung.
- Geeignet für kleinere bis mittlere Drehmomente ($< 280 \text{ Nm}$).

- Zuggliederkette, z.B. Wiegedruckstückkette (auch Laschenkette genannt), Abb. 4.2-66.

- η besser, geringere innere Kettenreibung, Abb. 4.2-67.
- Geräusch gegenüber normaler Kette verbessert durch unterschiedliche Teilung, geringere Geräuschanregung.
- Geeignet für höhere Drehmomente (bis 400 Nm).

Vorteile des Variators:

- Stufenlose Wahl der Übersetzung, n frei für Regelung.
- An- und Abtrieb nicht koaxial, Vorteil für Frontantrieb, Abb. 4.2-61.

Weiterentwicklung:

Einsatz von Keramikscheiben und/oder Keramikbolzen (Abb. 4.2-69), damit

- höhere Reibwerte \Rightarrow geringere Anpressdrücke $\Rightarrow \eta$ (Abb. 4.2-67),
- geringerer Verschleiß.

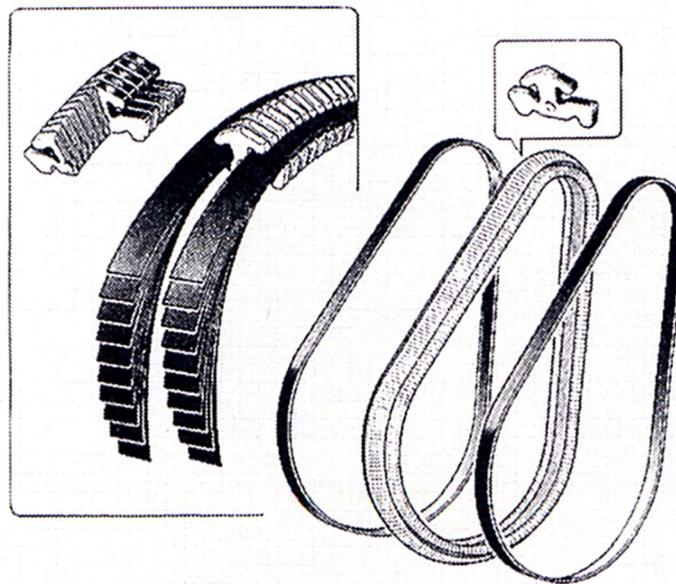


Abb. 4.2-65: Elemente eines Schubgliederbandes.

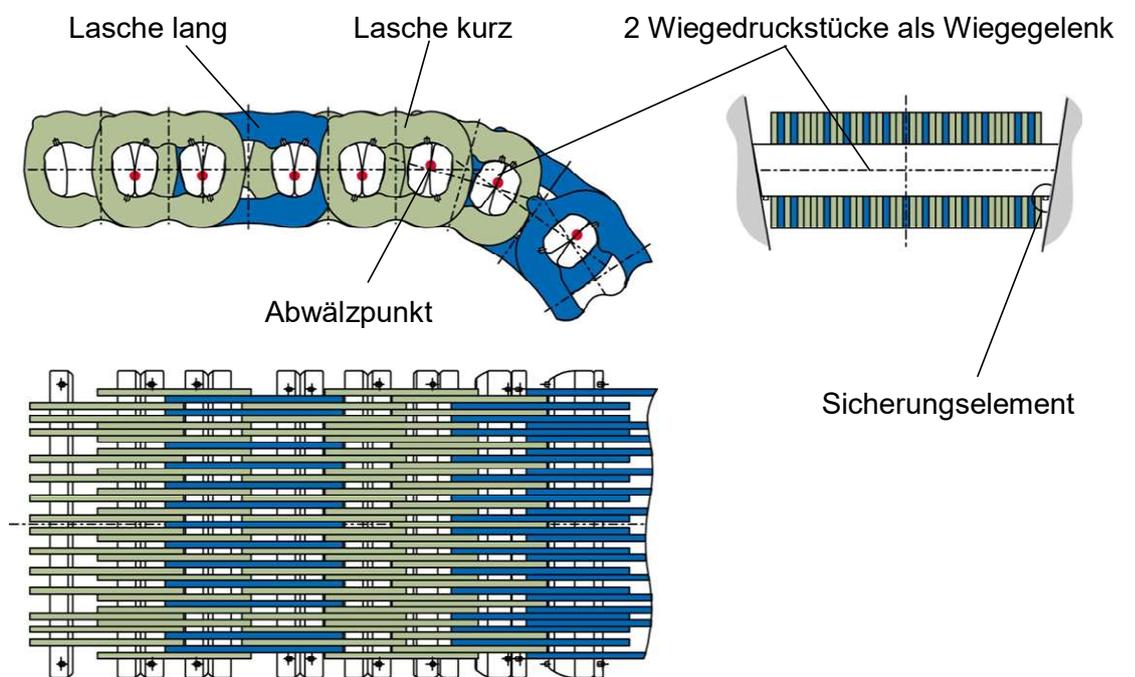


Abb. 4.2-66: Aufbau einer Wiegedruckstückkette mit unterschiedlich großer Teilung (Geräuschverbesserung).

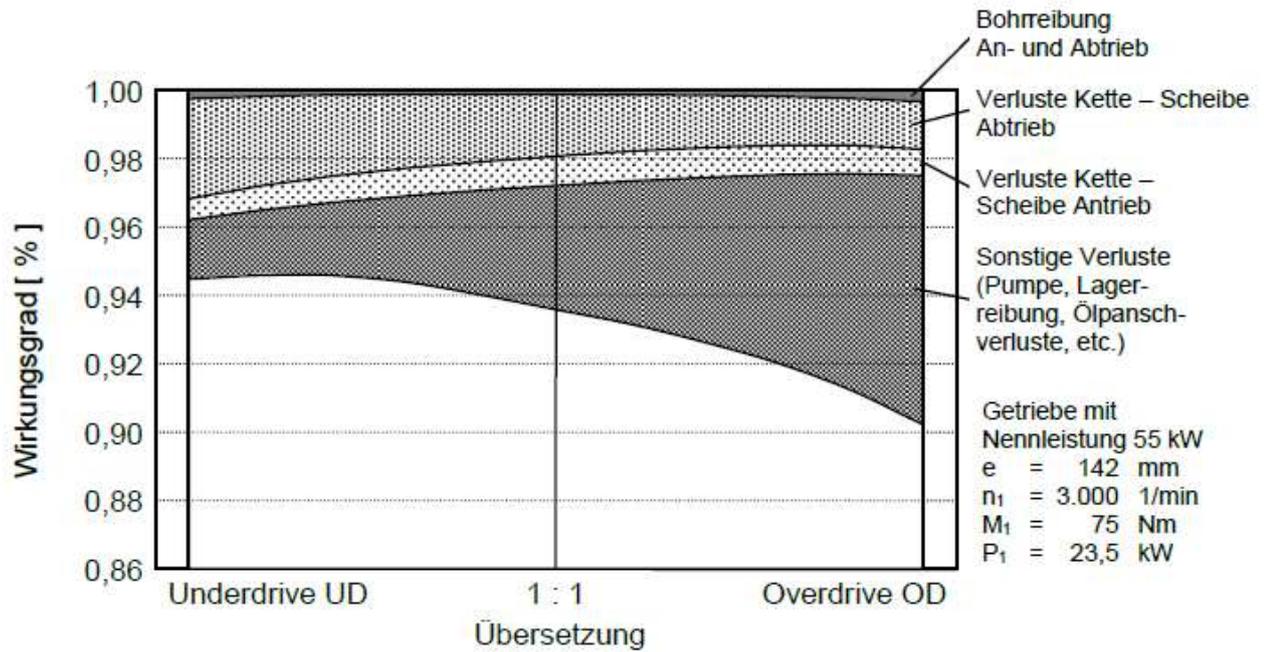


Abb. 4.2-67: Wirkungsgrad eines Variators mit Wiedruckstückkette und geregelterm Anpressdruck.

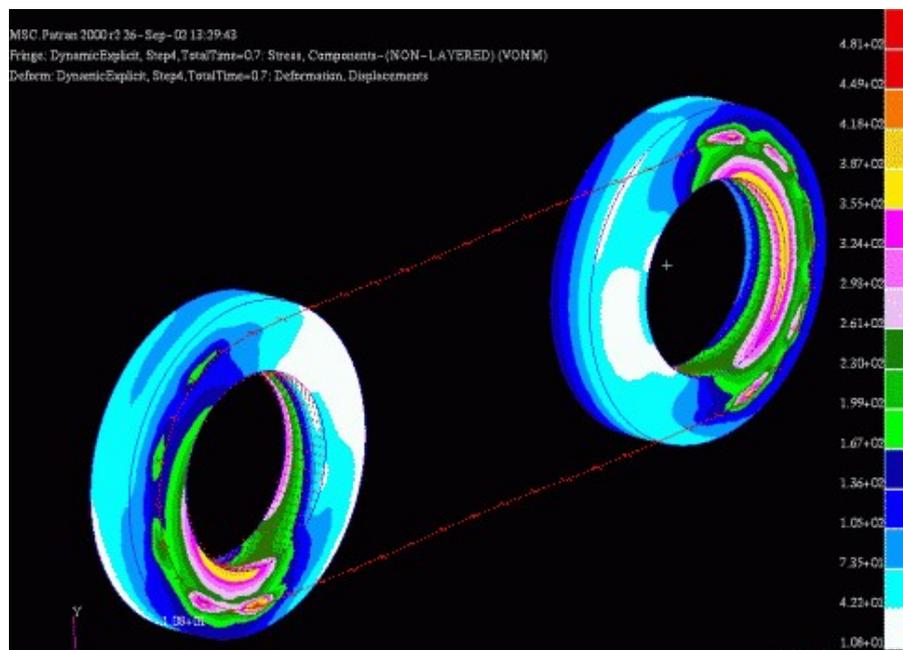


Abb. 4.2-68: Belastung von CVT Kegelscheiben.

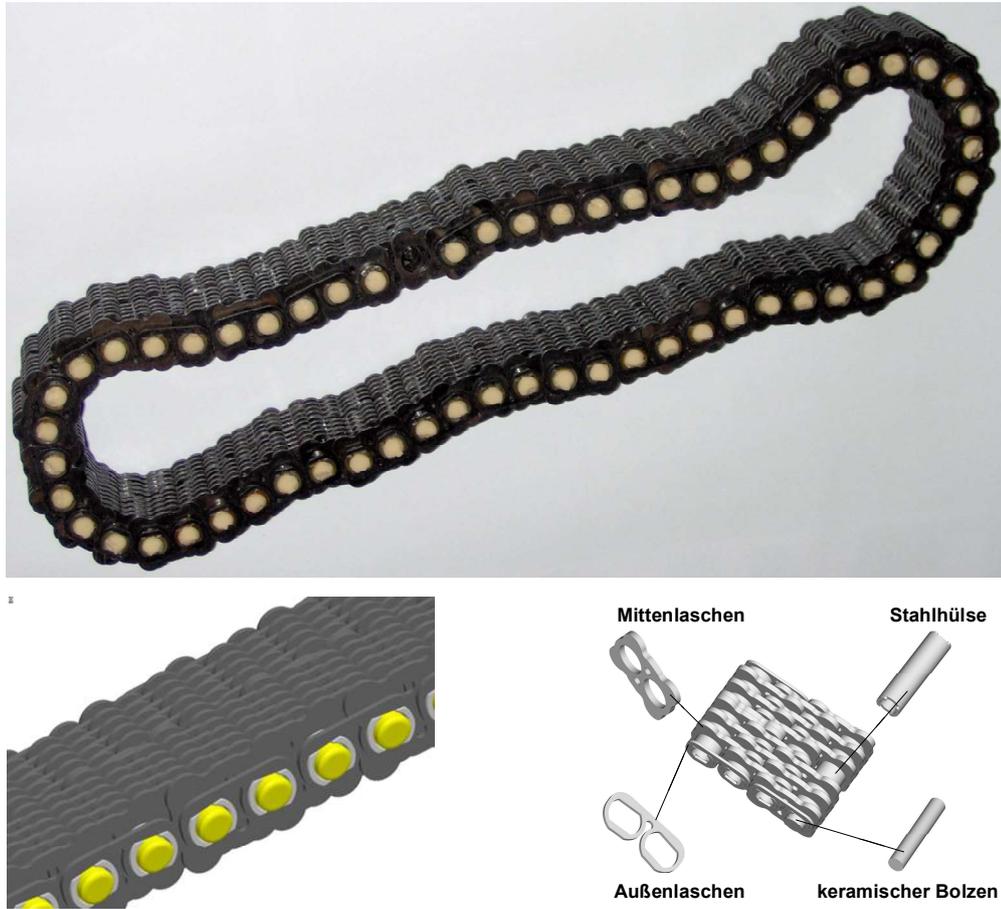


Abb. 4.2-69: Laschenkette mit Keramik-Friktionsflächen.

4.2.5 Stufenloser Automat

Auch CVT (Continuously Variable Transmission) genannt.

Prinzipieller Aufbau: Abb. 4.2-70.

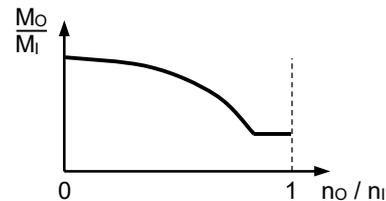
Die CVT besteht aus

Trilok-Wandler oder automatischer Anfahrkupplung
und
stufenlosem, mechanischem Getriebe (Variator).

- Trilok-Wandler:

- Kennlinie konstruktiv festgelegt auf $M_o / M_i = f(n_o / n_i)$, Regelung der Übersetzung nicht möglich.

Dafür beim



- Anfahren

- Drehmomentüberhöhung (zusätzlich zum Variator) bei
- verschleißfreiem Drehzahlunterschied im Trilok-Wandler ($n_o / n_i < 0,98$, erhöht die Spreizung der gesamten CVT = i_{max} / i_{min}) und trotzdem
- bei $n_o / n_i \geq 0,98$ („Gleichlauf“) $\eta = 100 \%$, da Überbrückungskupplung !

- Automatische Anfahrkupplung:

- Elektronisch gesteuerte, mehrscheibige Lamellenkupplung, ölkühlt. Damit Drehzahlregelung in der Kupplung (also bei $M_o / M_i = 1$) möglich, nahezu verschleißfrei (Ölbad !). Damit verschiedene
- Anfahrcharakteristiken realisierbar, je nach
 - Gaspedalbewegung und
 - Temperaturniveau (Kühlwasser, Aufheizen des Katalysators)
 ferner
- Kriechverhalten (Leerlaufdrehzahl des Motors) regelbar.

- Stufenloses, mechanisches Getriebe (Variator):

- Reibschluss, vgl. Abschnitt 4.2.4.
- Beachte bei reibschlüssiger Kraftübertragung, dass „dynamische“ Drehmomente aus
 - Motormoment (CVT-Eingang),
 - Wandlerüberhöhung (CVT-Intern),
 - Momentenänderung radseitig, z.B. Sprünge bei Übergang Glatteis – Asphalt (CVT-Ausgang).

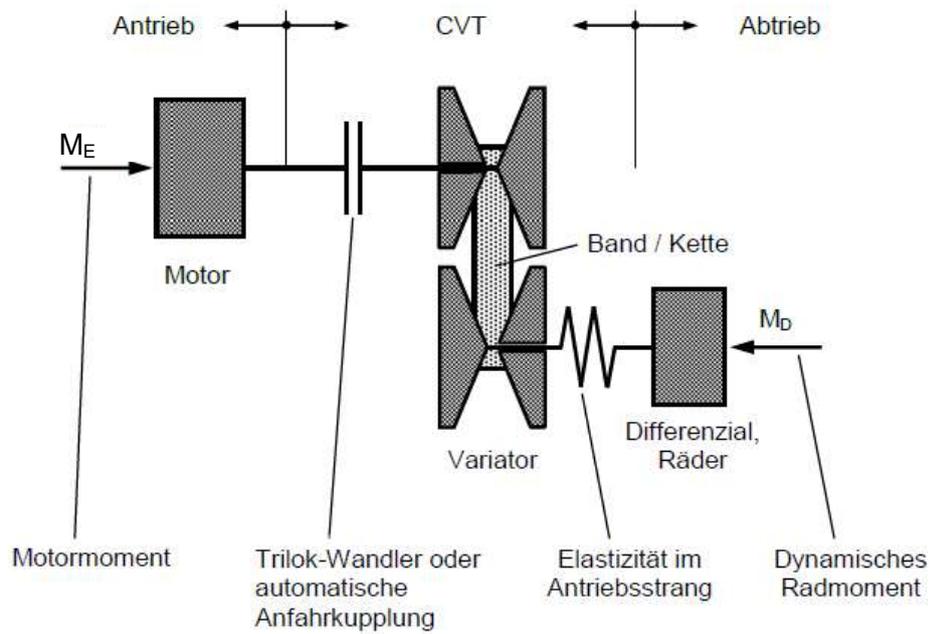


Abb. 4.2-70: Prinzipieller Aufbau eines stufenlosen Antriebsstrangs.

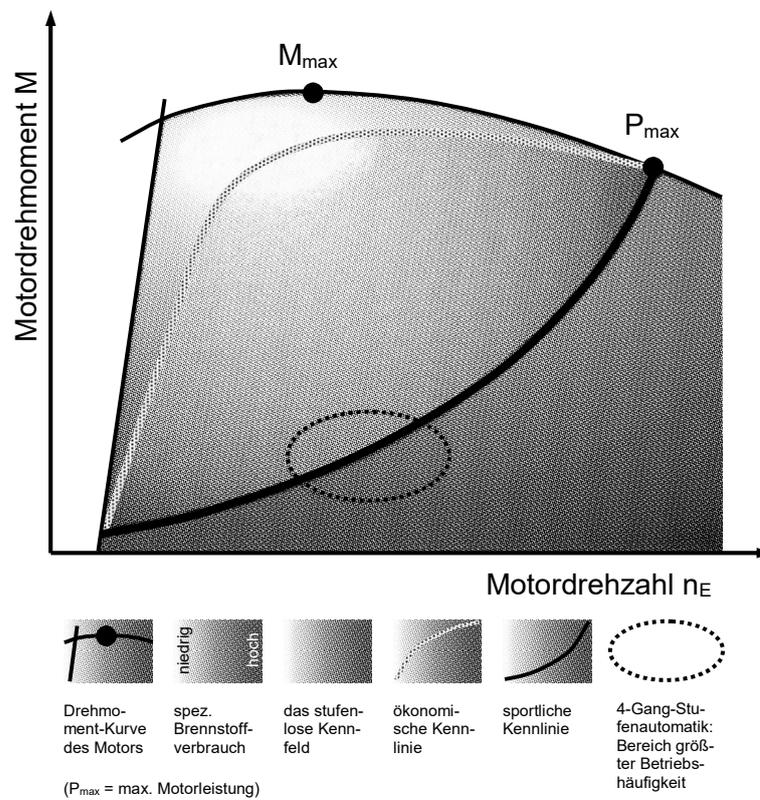


Abb. 4.2-71: Mögliche Betriebsbereiche einer ausgeführten CVT, dargestellt im Motorkennfeld.

Kennfelder

Motorkennfeld:

Wahl unterschiedlicher Betriebskennfelder, abhängig vom Fahrerverhalten (Art der Gaspedalbewegung), adaptive Kennlinienänderung, vgl. **Abb. 4.2-71**.

- Betriebskennfeld verbrauchsoptimiert
Motordrehmomente bei niederen Motordrehzahlen (und damit niederen Motorleistungen $P = M \cdot \omega$) abgerufen. Betrieb bei günstigen Verbräuchen!
- Betriebskennfeld sportlich
Motordrehmoment bei höheren Drehzahlen abgerufen, bei Betätigung Gaspedal schneller bei max. Leistung!

Bei Vollgas (Kickdown): Sofortiger Wechsel in sportliches Kennfeld.

- Fahrzustandsdiagramm:
Abb. 4.2-72, Vergleich CVT mit 4-Gang-Automat.

Wirkungsgrade

- Gesamtwirkungsgrad besser, da
 - Motor in verbrauchsgünstigem Bereich gefahren werden kann. Ferner wird bei
 - Gaswegnahme in längere Übersetzung (Overdrive) verstellt (Kraftstoff), und bei Gaswegnahme mit Bremsen in kürzere Übersetzung (Underdrive) verstellt. Große Spreizung (vgl. Tab. 4.2/3) auch günstig für Gesamtwirkungsgrad!
Spreizung = (größte Übersetzung) / (kleinste Übersetzung)
- Vergleich verschiedener Bauarten:
 - Unterschiede im Kraftstoffverbrauch in % gegenüber einem 5-Gang-Schaltgetriebe mit automat. Anfahrkupplung (0 %), Abb. 4.2-73.
CVT-Vorteile im Stadt- und Landverkehr.
 - Gesamtwirkungsgrade im Vergleich, Abb. 4.2-74

Vorteile

- Ruckfreie Änderung der Übersetzung, Fahrkomfort !
- Geringerer Kraftstoffverbrauch durch stufenlose Übersetzung und größere Spreizung (bis ca. 10 % gegenüber 4-Gang-Automat) !
- Aus selben Gründen bessere Beschleunigungswerte (ebenfalls bis etwa 10 %)!
- An- und Abtrieb nicht koaxial, Frontantriebsatz!

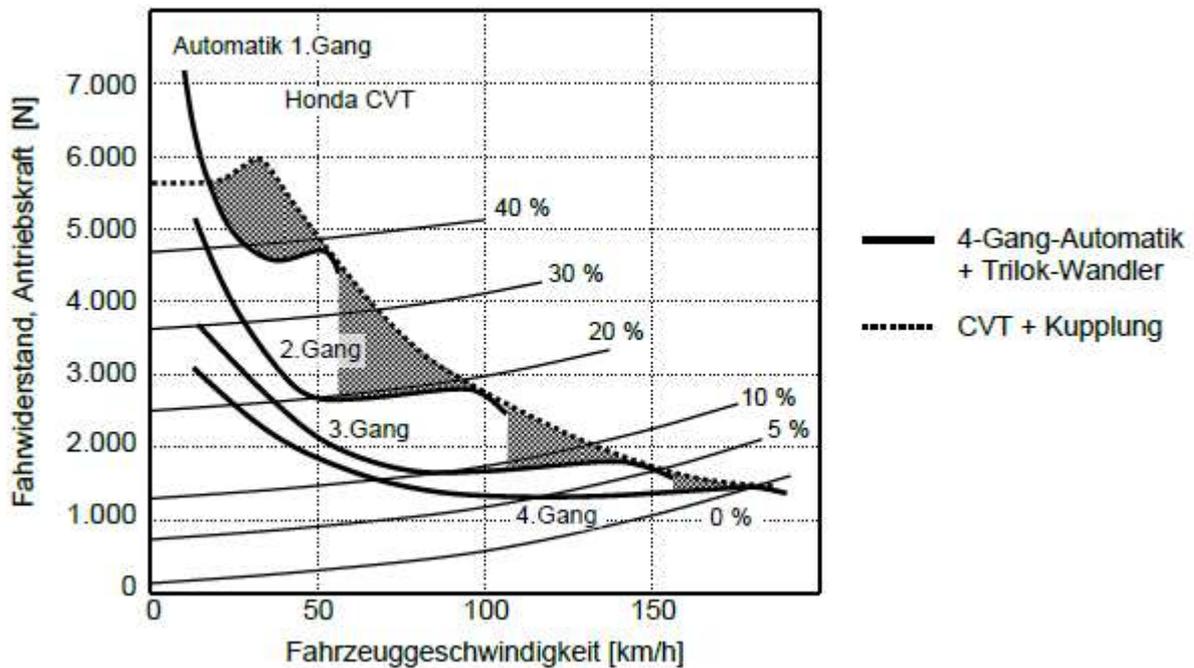


Abb. 4.2-72: Fahrzustandsdiagramm für eine CVT (automatische Kupplung und Variator) im Vergleich zu einem 4-Gang-Getriebeautomat (Trilok-Wandler + Planetengetriebe) von Honda.
Gültig für $v = \text{konst.}$

	Schalt- getriebe 5-Gang	Automatische Stufengetriebe		CVT
		4-Gang	5-Gang	
Underdrive-Übersetzung	14,17	12,62	11,88	13,25
Overdrive-Übersetzung	2,94	3,27	2,30	2,21
Spreizung	4,82	3,86	5,16	6,00

Tab. 4.2-3: Die Spreizung eines CVT-Getriebes im Vergleich zu automatischen Stufengetrieben und einem 5-Gang-Schaltgetriebe.

$$\text{Spreizung} = \frac{\text{Größte Übersetzung}}{\text{Kleinste Übersetzung}}$$

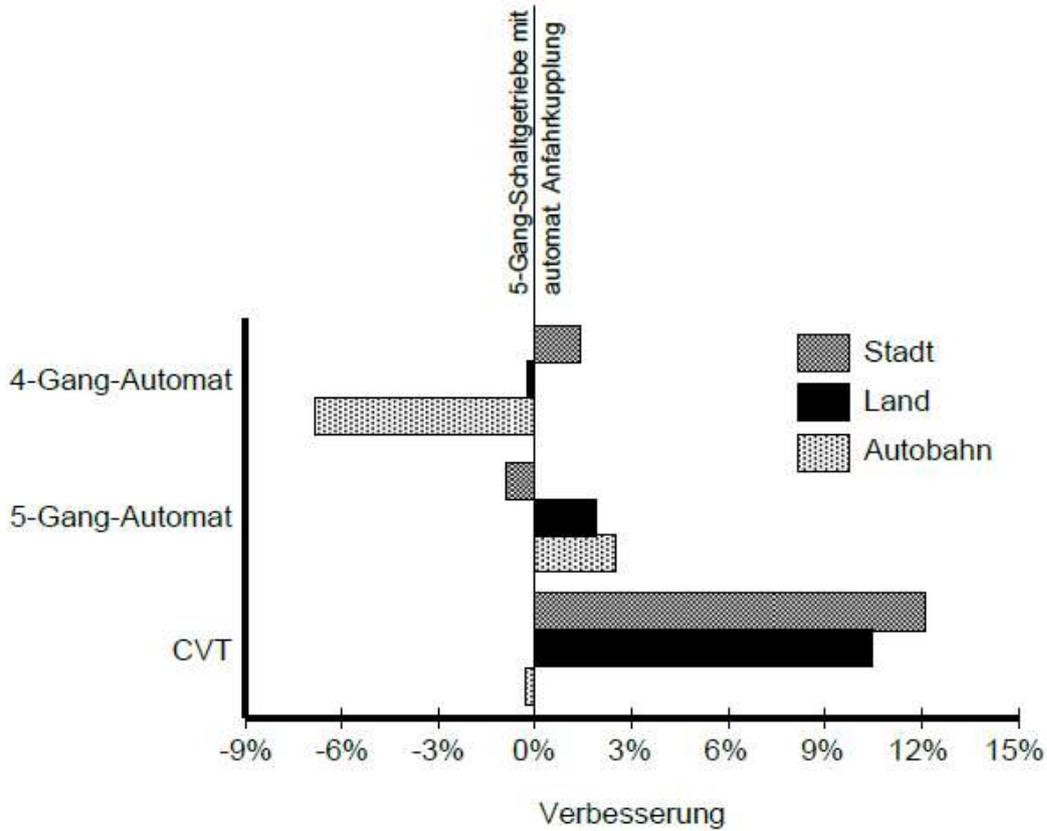


Abb. 4.2-73: Kraftstoffverbrauch bei Einsatz unterschiedlicher Automatikgetriebe im Vergleich zu einem 5-Gang-Schaltgetriebe mit automatischer Anfahrkupplung.

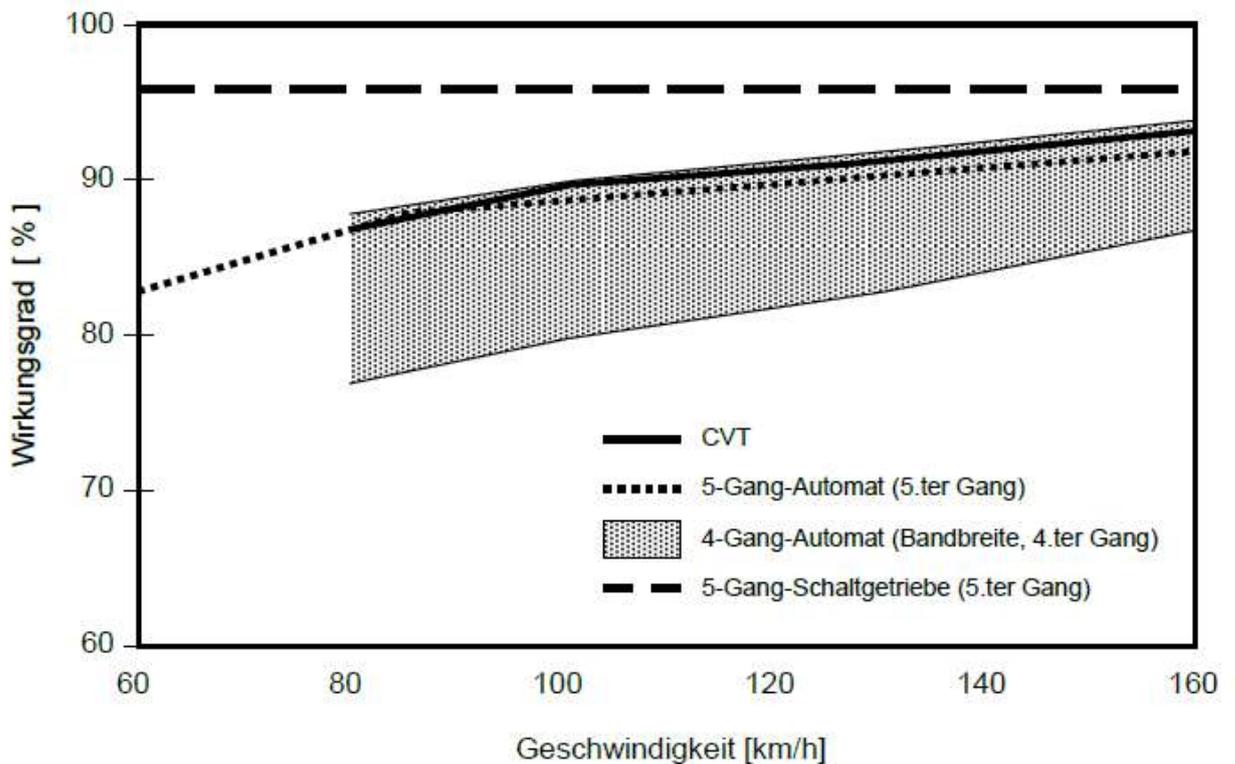


Abb. 4.2-74: Gesamtwirkungsgrade verschiedener Getriebebauarten gemäß Abb. 4.2/50, ergänzt um das CVT-Getriebe.

Ausgeführte Bauart:

Abb. 4.2-75 und Abb. 4.2-76.

Rückwärtsgang über zusätzliche Zahnradstufe.

Fahrzustandsdiagramme:

Qualitativer Vergleich verschiedener Getriebebauarten Abb. 4.2-78.

Anmerkungen:

- Zugkrafthyperbel in allen Diagrammen gleich, da selbe Motorleistung P_{\max} und Wirkungsgrad für Antriebsstrang $\eta_{PT} = 1$ angenommen.
- Bezug auf M_0 und n_0 aus $P_{\max} = M_0 \cdot n_a \cdot (\pi / 30)$ für Handschaltgetriebe im höchsten (4.) Gang unter der Annahme, dass auch $\eta_{PT4} = 1$.
- Tatsächliche Triebstrangwirkungsgrade am besten bei Handschaltgetriebe und Automat mit Vorgelegegetriebe.
- Automat mit Trilok-Wandler im Triebstrangwirkungsgrad etwas schlechter, allerdings
 - Verzicht auf 1. Gang, der durch stufenlose Wandlung des Trilok-Wandlers ersetzt ist. Daher
 - 3-Gang Wandlerautomat vergleichbar mit 4-Gang Handschaltgetriebe.
- Triebstrangwirkungsgrad bei CVT-Getriebe vergleichbar mit Wandlerautomat, aber Vorteile durch
 - optimale Anschmiegung an Zugkrafthyperbel und
 - Schaltprogramme mit variabler Motordrehzahl.

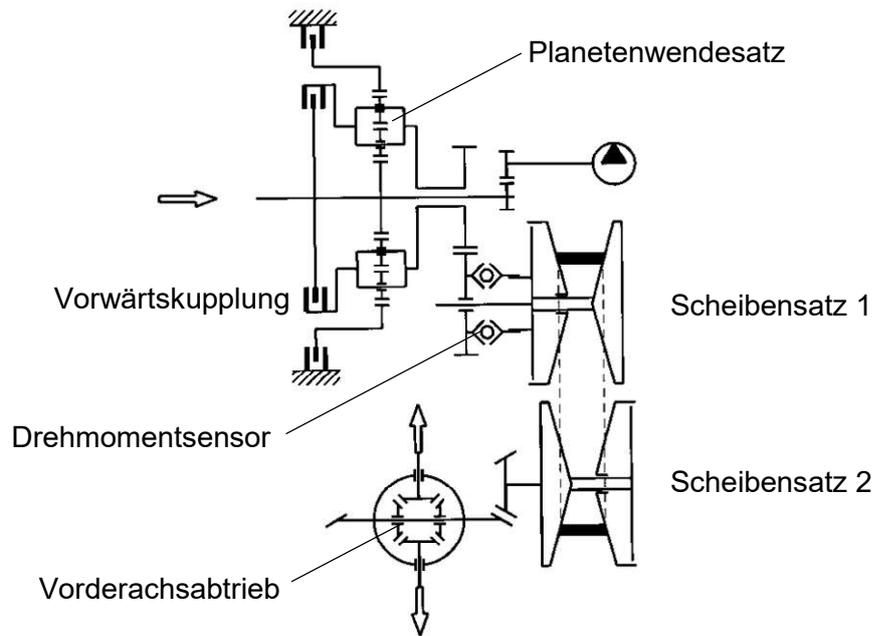


Abb. 4.2-75: Prinzipskizze zum Getriebe Abb. 4.2/76.

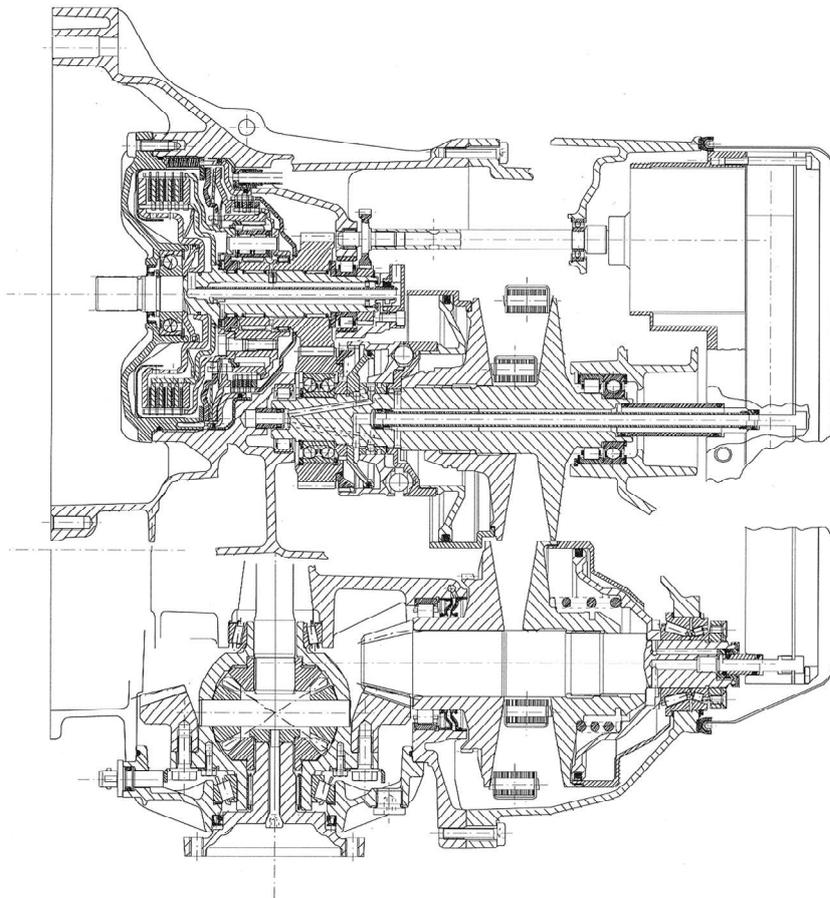
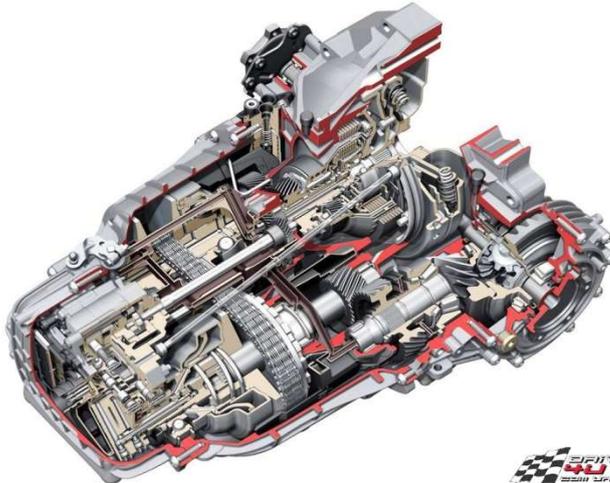


Abb. 4.2-76: Schnittzeichnung eines CVT – Getriebes mit automatischer Kupplung für Frontantrieb (Audi A4, 2000).



<http://www.motorstown.com/images/audi-a6-multitronic-04.jpg>

www.audi-mediaservices.com

Abb. 4.2-77: CVT – Getriebe mit automatischer Kupplung für Frontantrieb (Audi A6, 2010).

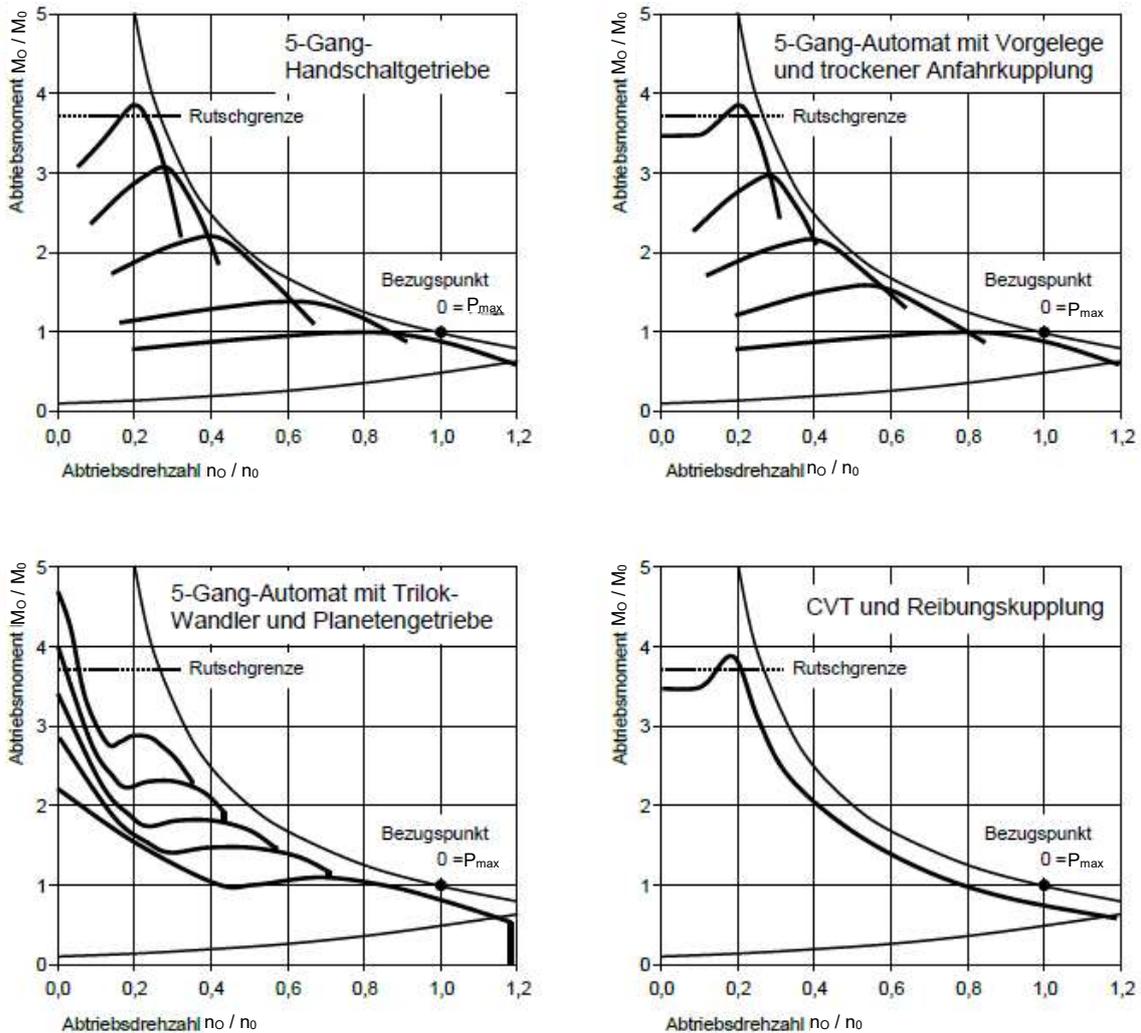


Abb. 4.2-78: Qualitativer Vergleich der Fahrzustandsdiagramme verschiedener Getriebebauarten. Die Zugkrafthyperbel ist eingetragen für einen Antriebsstrang mit $\eta = 1$. Gültig für $v = \text{konst.}$

5. Leistungsübertragung und -verteilung

Zwischen Getriebeausgang und Rädern:

Wellen, Gelenke, Differenziale

5.1 Wellen

Kardanwellen, Achswellen.

Längenausgleich durch Schiebeteile, Winkelbeweglichkeit durch Wellengelenke (Abschnitt 5.2).

Auslegung nach Festigkeit

Drehmoment aus Übersetzung im 1. Gang, hierzu Zuschlag für Stöße und Ungleichförmigkeit (Abschnitt 5.2) bis 100 % !

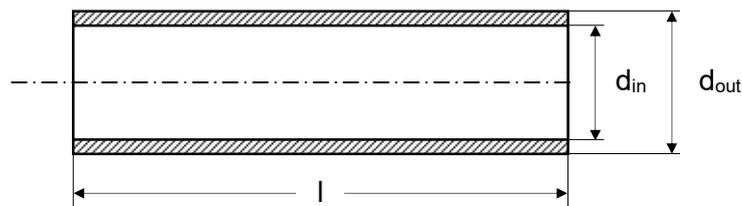
Auslegung nach Schwingungsverhalten

Von Interesse für lange Wellen \Rightarrow Kardanwellen.

Dimensionierung nach Biegeresonanzdrehzahl, ausgehend von glattem Rohr:

$$n_{th} = 1,22 \cdot 10^7 \cdot \frac{\sqrt{d_{out}^2 + d_{in}^2}}{l^2} \quad [1/min]$$

worin d_{out} , d_{in} , l in [cm]



Tatsächliche Resonanzdrehzahl für Kardanwelle

$$n_{real} = 0,6 \text{ bis } 0,8 \cdot n_{th} \quad [1/min]$$

worin	0,6	kurze, schwere Welle
	0,8	lange, leichte Welle

Anmerkungen

- $n_{real} < n_{th}$, da Gelenke und Schiebeteil Masse gegenüber glattem Rohr erhöhen.
- Vorhandene Drehzahlen müssen unterkritisch sein, d.h. sie müssen unter der Resonanzdrehzahl liegen.
- Lange Wellen ungünstig. Schnell laufende Wellen daher häufig geteilt, Mittellager.

5.2 Wellengelenke

Winkelbeweglichkeit im Antriebsstrang, dabei Momentenübertragung je nach Gelenk

- drehelastisch oder drehstarr,
- längsverschieblich oder längsstarr,
- gleichförmig oder ungleichförmig.

Extreme Anforderungen:

Vorderrad bei Frontantrieb, ungestörte Momentenübertragung bei Einfedern und Lenken !

Mögliche Bauart: Kreuzgelenk.

a.) Einfaches Kreuzgelenk

Drehstarr, ungleichförmig, längsstarr.

Prinzip vgl. Abb. 5.2-1: , Ausführung vgl. Abb. 5.2-2

Mit dem Cosinussatz der sphärischen Trigonometrie ergibt sich

$$\omega_2 = \frac{\cos \delta_B}{1 - \sin^2 \varphi_{\text{rot1}} \cdot \sin^2 \delta_B} \cdot \omega_1$$

Hierzu gehört Zählung von φ_{rot1} gemäß Abb. 5.2-3.

Daraus folgt:

Für $\omega_1 = \text{konst.}$ ist $\omega_2 \neq \text{konst.}$, ungleichförmig !

Grenzen der Ungleichförmigkeit:

$$\varphi_{\text{rot1}} = 0^\circ \Rightarrow \omega_2 = \omega_1 \cdot \cos \delta_B = \omega_{2\text{min}}$$

$$\varphi_{\text{rot1}} = 90^\circ \Rightarrow \omega_2 = \omega_1 / \cos \delta_B = \omega_{2\text{max}}$$

also

$$\frac{\omega_{2\text{max}}}{\omega_{2\text{min}}} = \frac{1}{\cos^2 \delta_B}$$

Somit Verlauf von $\omega_2 = f(\varphi_{\text{rot1}})$ bei $\omega_1 = \text{konst.}$ Gemäß Abb. 5.2-4.

Ungleichförmigkeit:

$$U = \frac{\omega_{2\text{max}} - \omega_{2\text{min}}}{\omega_1}$$

$$\text{d.h. } U = \frac{\omega_1 / \cos \delta_B - \omega_1 \cdot \cos \delta_B}{\omega_1} = \frac{1}{\cos \delta_B} - \cos \delta_B = \frac{1 - \cos^2 \delta_B}{\cos \delta_B} = \frac{\sin^2 \delta_B}{\cos \delta_B}$$

$$U = \sin \delta_B \cdot \text{tg} \delta_B$$

Maß für Abweichung $\Delta\omega$ vom Mittelwert ω_1 .

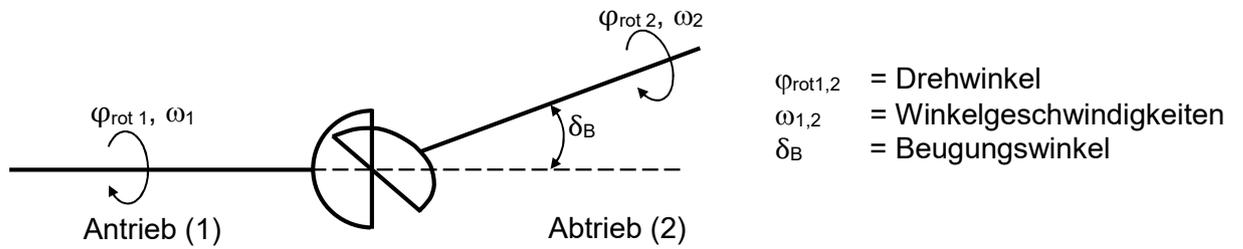
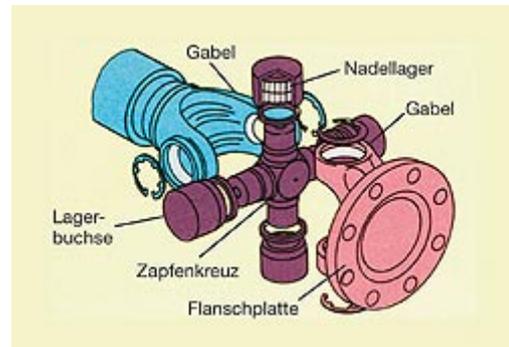


Abb. 5.2-1: Einfaches Kreuzgelenk.



http://ftec.cfasp.de/bre/otm_02_ta_gelenklager.jpg

Abb. 5.2-2: Ausführung Kreuzgelenk.

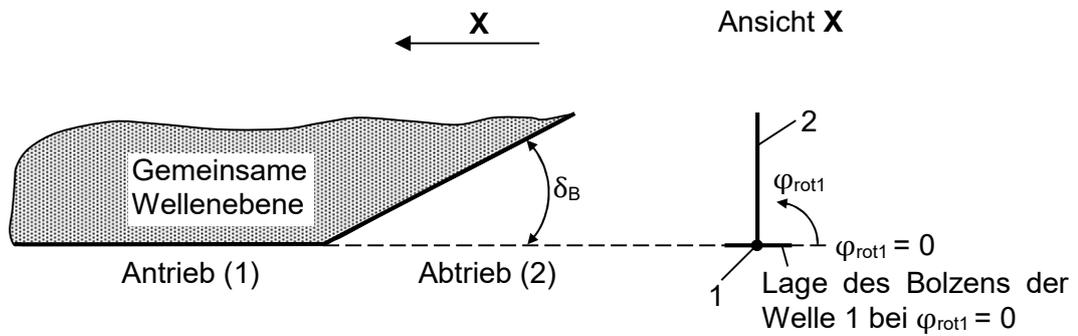


Abb. 5.2-3: Vorzeichen und Drehwinkel.

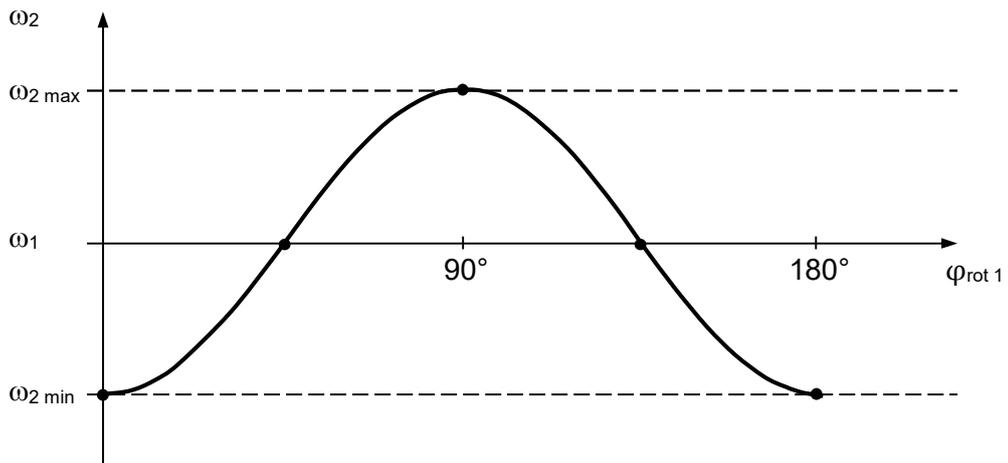


Abb. 5.2-4 Ungleichförmigkeit in ω_2 bei $\omega_1 = \text{konstant}$, $\delta_B = \text{konst.}$

Kardanfehler:

$$K = \varphi_{\text{rot2}} - \varphi_{\text{rot1}}$$

folgt nach Zwischenrechnung aus

$$\boxed{\text{tg}(\varphi_{\text{rot2}} - \varphi_{\text{rot1}}) = \frac{\sin 2\varphi_{\text{rot1}}}{\text{ctg}^2(\delta_B/2) - \cos 2\varphi_{\text{rot1}}}}$$

Maß für $\Delta \varphi_{\text{rot}}$

Extremwerte:

$$\text{tg}(\varphi_{\text{rot2}} - \varphi_{\text{rot1}})_{\text{max}} = \frac{1 - \cos \delta_B}{2 \cdot \sqrt{\cos \delta_B}}$$

Extremwerte treten auf bei

- $\varphi_{\text{rot1}} = 45^\circ$ ($\varphi_{\text{rot2}} < \varphi_{\text{rot1}}$)
- $\varphi_{\text{rot1}} = 135^\circ$ ($\varphi_{\text{rot2}} > \varphi_{\text{rot1}}$)

Richtwerte für Beugungswinkel δ_B :

Wegen Ungleichförmigkeit $\delta_B < 20^\circ$.

Beugungswinkel nahe 0 ebenfalls ungünstig, da zu geringe Gelenkbewegungen, η schlecht (zu hoher Anteil an Gelenkreibung!).

Günstige Winkel:

$$\underline{\underline{\delta_B = 5 \text{ bis } 7^\circ}}$$

Drehmomentübertragung:

Für $\eta = 1$ (keine Gelenkreibung) gilt

$$N_2 = N_1$$

$$M_2 \cdot \omega_2 = M_1 \cdot \omega_1$$

$$\boxed{M_2 = \frac{\omega_1}{\omega_2} \cdot M_1}$$

Also M_2 wegen ω_2 ebenfalls ungleichförmig !

Weitere Drehmomentschwankung durch periodische Änderung von ω_2 . Größe dieser Momentänderung abhängig von

- Trägheitsmomenten und
- Winkelbeschleunigung $\dot{\omega}_2$.

Für $\omega_1 = \text{konst.}$ gilt

$$\underline{\underline{\dot{\omega}_2 = \frac{d\omega_2}{dt} = \frac{\sin 2\varphi_{\text{rot1}} \cdot \sin^2 \delta_B \cdot \cos \delta_B}{(1 - \sin^2 \varphi_{\text{rot1}} \cdot \sin^2 \delta_B)^2} \cdot \omega_1^2}}$$

Periodisch veränderliche Drehmomente führen zu periodisch veränderlichen Biegemomenten in Wellen und Lagerungen, Dimensionierung!

Vermeiden des Kardanfehlers:

Durch zwei Gelenke möglich, Abb. 5.2-5.

Beachte:

- Kardanwellen bei Frontmotor und Heckantrieb in Z-Anordnung.
- Achswellen ebenfalls mit Kreuzgelenken möglich. Bei angetriebenen und gelenkten Rädern wegen großer Beugungswinkel jedoch Doppelgelenke oder Gleichlaufgelenke.

b.) Doppelgelenk

Zwei Kreuzgelenke in W-Anordnung, Welle 2 (Abb. 5.2-5) als kleines Rohrstück.

Damit

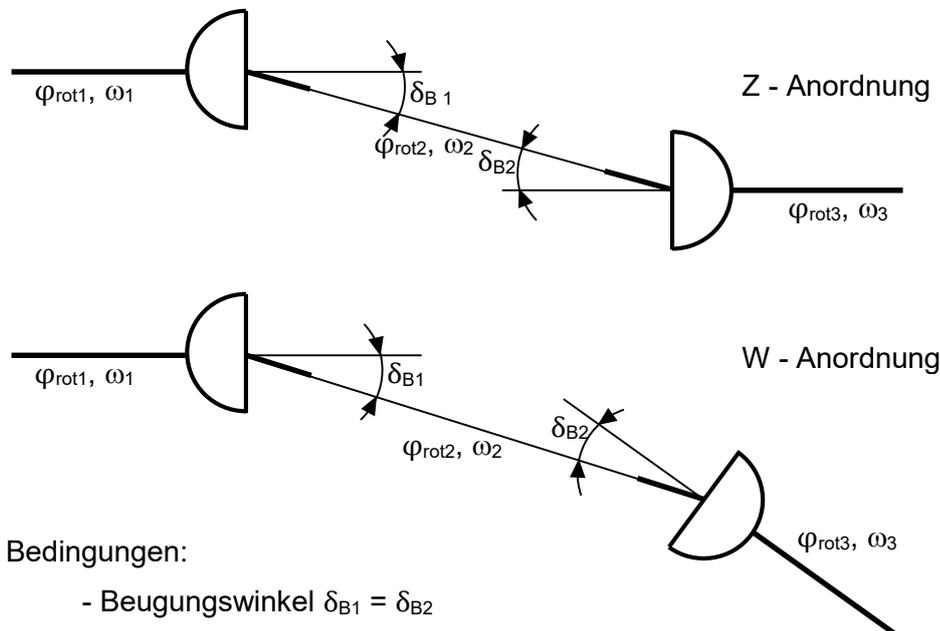
$$\delta_B = 2 \times 20^\circ = 40^\circ$$

erreichbar, ausreichend für Lenkwinkel angetriebener Vorderräder.

Kardanfehler 0 jedoch nur möglich, wenn alle 3 Wellen in einer Ebene (Sonderfall bei Einfedern und Lenken!).

Anwendung:

- Nutzfahrzeugbau, wegen hoher Momente.
- Im Pkw-bau meist Gleichlaufgelenke, Gewicht!



Bedingungen:

- Beugungswinkel $\delta_{B1} = \delta_{B2}$
- Bolzen der Wellengelenke 1 und 2, die mit der Zwischenwelle verbunden sind, in einer Ebene
- Wellen 1, 2 und 3 in einer Ebene

Abb. 5.2-5: Bei Verwendung von zwei Kardangelenken und Einhalten der angeführten Bedingungen wird der Kardanfehler von 1 nach 3 aufgehoben.



Abb. 5.2-6: Kardangeln in Antriebswelle eines Allradfahrzeugs, Beispiel für falschen Einbau.

c.) Gleichlaufgelenke

Drehstarr, Beugewinkel ohne Gleichlaufstörungen.

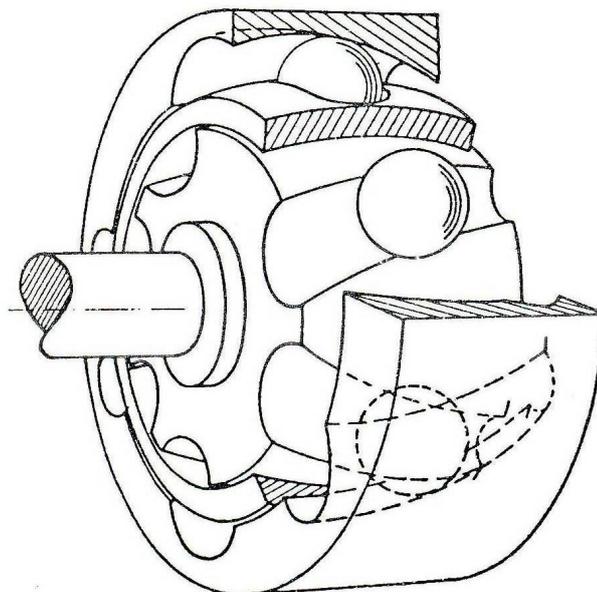


Abb. 5.2-7: Kugel-Gleichlaufgelenk, zwei Freiheitsgrade, schematisch

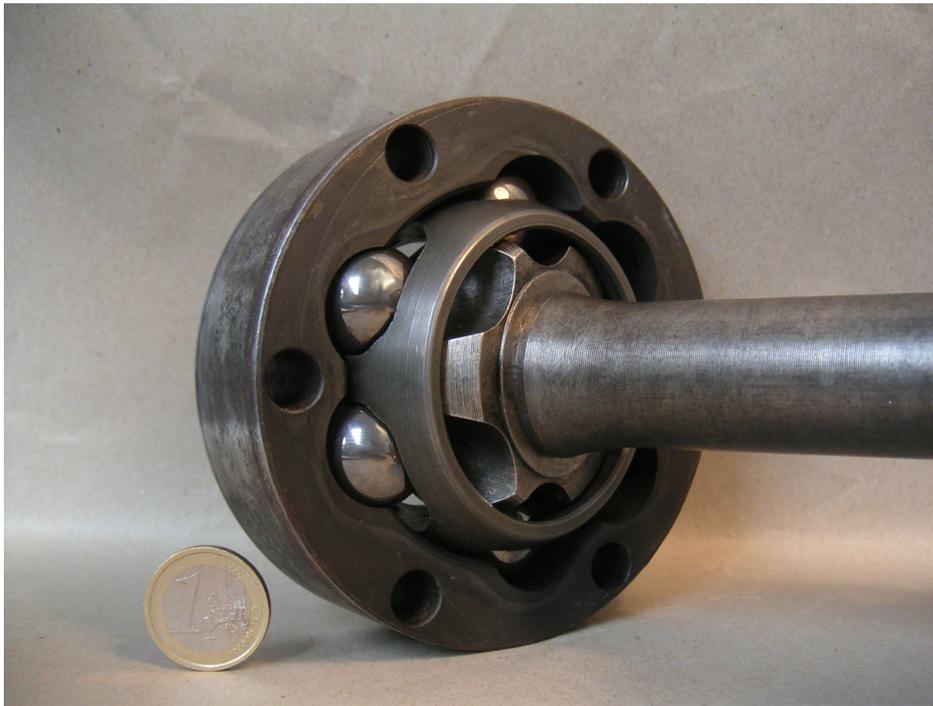


Abb. 5.2-8: Gleichlaufgelenk Bauart LÖBRO VL mit eingesteckter Antriebswelle, etwas ausgelenkt

Prinzip bei Suche nach kinematischem System ohne Gleichlaufstörung:

- Momentenübertragung durch Kugeln in Symmetrieebene.
- Wähle Führungsbahnen der Kugeln so, dass diese bei jedem Beugungswinkel in der Symmetrieebene bleiben.

Bauarten:

- 2 bis 3 Kugeln je Drehrichtung, d.h. 4 bis 6 Kugeln im Gelenk.
- Als Gleichlauf-Verschiebegelenk δ_B bis 20° .
- Ohne Axialverschiebung δ_B bis 40° .

d.) Sonderbauformen

Gummigewebescheiben für kleine Beugungswinkel.

Gleichlauf besser als bei Kreuzgelenken, aber Erwärmung durch Gummidämpfung \Rightarrow Dauerbetrieb $\delta_B \leq 3^\circ$!

5.3 Differenziale

Treibachsdifferenzial:

Drehzahl der Räder nie genau gleich, da

- dyn. Reifenradius verschieden (Fertigungstoleranzen, Luftdruck, Belastung, Querbewegung) und
- Wege verschieden (Kurvenfahrt).

Daher Getriebe erforderlich, bei dem Eingangsmoment M_I verteilt auf M_1 und M_2 , wobei

$$\frac{M_1}{M_2} = 1 \neq f(\Delta n)$$

Lösung: Planetenrad-Ausgleichsgetriebe = Differenzialgetriebe

Verteilerdifferenzial:

Bei Allradantrieb zwischen den Achsen zusätzlich erforderlich zum Ausgleich der Reifenradius- und Wegunterschiede zwischen den Achsen, wobei

$$\frac{M_1}{M_2} = \text{const.} \neq f(\Delta n)$$

5.3.1 Treibachsdifferenzial

Wegunterschiede aus Kurvenfahrt: Abb. 5.3-1: . \Rightarrow Drehzahlunterschiede.

Für Hinterachse (rear) gilt:

$$\omega_{\text{Veh.}} = \frac{v_m}{r_{\text{curve, mr}}} = \frac{v_3}{r_{\text{curve, mr}} + \frac{s_t}{2}} = \frac{v_4}{r_{\text{curve, mr}} - \frac{s_t}{2}} \Rightarrow$$

$$v_3 = \frac{r_{\text{curve, mr}} + \frac{s_t}{2}}{r_{\text{curve, mr}}} \cdot v_m = \left(1 + \frac{s_t}{2 \cdot r_{\text{curve, mr}}}\right) \cdot v_m$$

$$v_4 = \frac{r_{\text{curve, mr}} - \frac{s_t}{2}}{r_{\text{curve, mr}}} \cdot v_m = \left(1 - \frac{s_t}{2 \cdot r_{\text{curve, mr}}}\right) \cdot v_m$$

$$\Delta v = v_3 - v_4 = \frac{s_t}{r_{\text{curve, mr}}} \cdot v_m$$

$$\Delta \omega_{\text{Wheel}} = \frac{v_3}{r_3} - \frac{v_4}{r_4} = \frac{\left(r_{\text{curve, mr}} + \frac{s_t}{2}\right) \cdot r_4 - \left(r_{\text{curve, mr}} - \frac{s_t}{2}\right) \cdot r_3}{r_3 \cdot r_4} \cdot \frac{v_m}{r_{\text{curve, mr}}}$$

worin

$r_{3,4}$ = dyn. Reifenradius

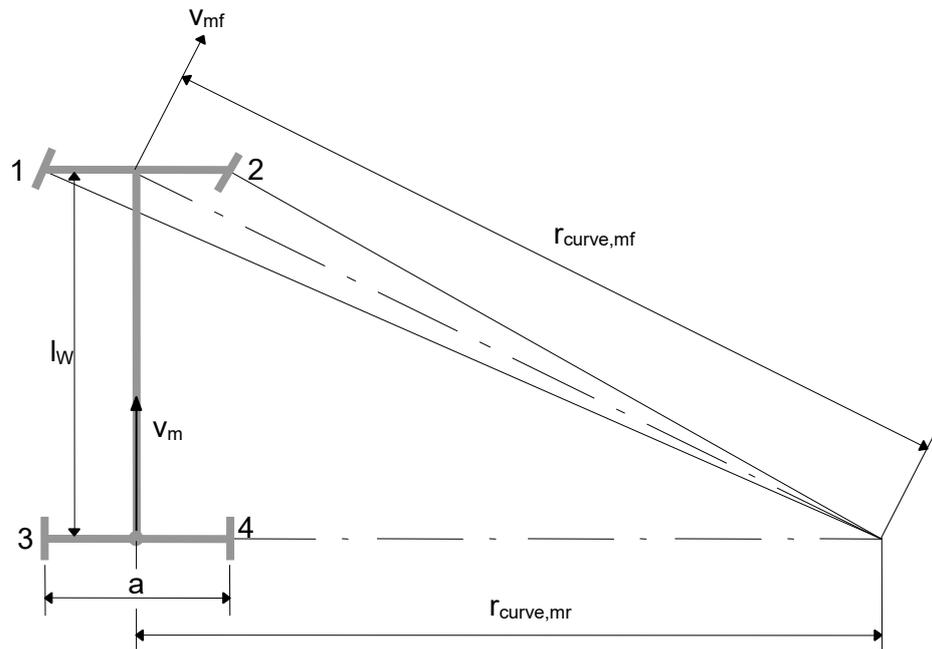


Abb. 5.3-1: Drehzahlunterschiede der Räder aus Wegunterschieden bei Abrollen ohne Zwangsschlupf (gültig für Schräglaufwinkel = 0, also kleine v_m).

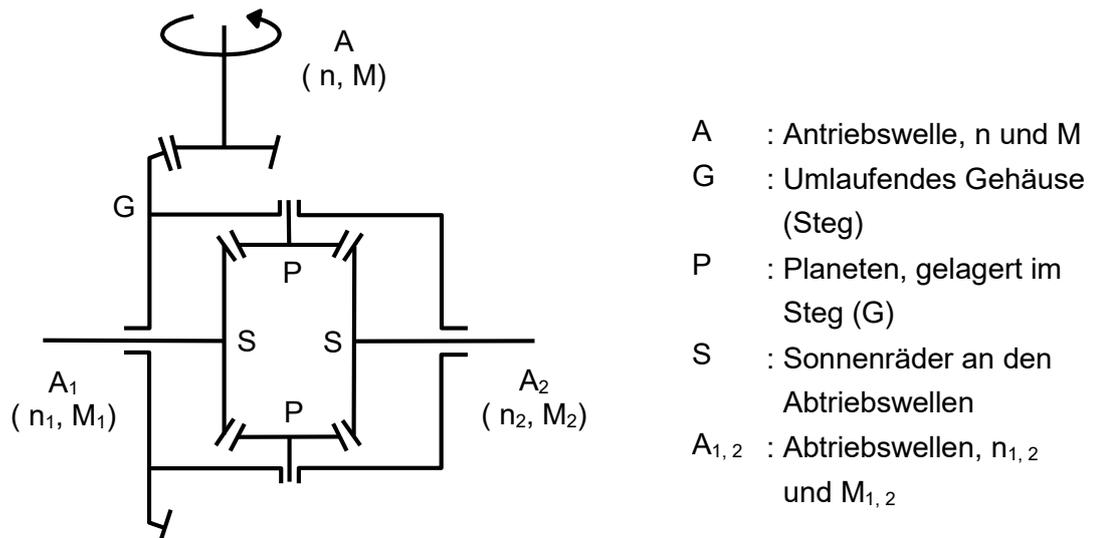


Abb. 5.3-2: Prinzipskizze eines Treibachsdifferenzials als Kegelradgetriebe (Zweisteg-Planetengetriebe).

Für Vorderachse (front) gilt:

$$\omega_{Fzg.} = \frac{v_m}{r_{curve,mr}} = \frac{v_1}{r_1} = \frac{v_2}{r_2}$$

$$v_1 = \frac{r_{curve,1}}{r_{curve,mr}} \cdot v_m \quad r_{curve,1} = \sqrt{\left(r_{curve,mr} + \frac{s_t}{2}\right)^2 + l_W^2}$$

$$v_2 = \frac{r_{curve,2}}{r_{curve,mr}} \cdot v_m \quad r_{curve,2} = \sqrt{\left(r_{curve,mr} - \frac{s_t}{2}\right)^2 + l_W^2}$$

$$\Delta v = v_1 - v_2 = \frac{r_{curve,1} - r_{curve,2}}{r_{curve,mr}} \cdot v_m$$

$$\Delta \omega_{Wheel} = \frac{v_1}{r_1} - \frac{v_2}{r_2}$$

worin $r_{1,2}$ = dyn. Reifenradius

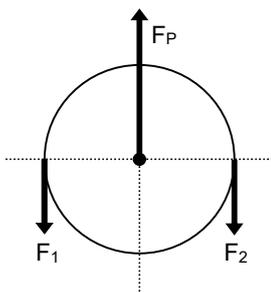
Treibachsdifferenziale üblich als

- Kegelradgetriebe,
- Stirnradgetriebe,
- Schneckenradgetriebe.

Beispiel Kegelradgetriebe: Prinzipskizze vgl. Abb. 5.3-2: .

Planetenrad wirkt wie gleicharmiger Hebel, in Mitte drehbar gelagert, somit Unsymmetrie in den Kräften ausgeschlossen (sofern Planetenlagerung ohne Reibung, sonst vgl. Sperrdifferenziale, Abschn. 5.3.3).

Umfangskräfte am Planetenrad:



Kräfte wie an Rolle eines Flaschenzuges

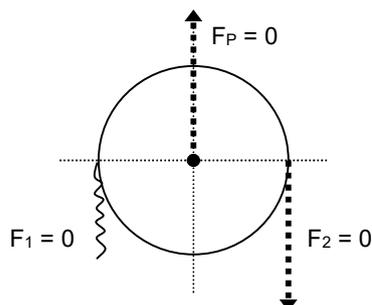
$$\Sigma K = 0$$

$$\Sigma M = 0$$

$$F_P = F_1 + F_2$$

$$F_1 = F_2$$

Also: Auf die beiden Antriebs-(Sonnen-)räder wirken stets gleiche Umfangskräfte!



Ist also z.B. $F_1 = 0$ (Rad 1 auf Glatteis), dann gilt zwangsläufig

$$F_1 = F_2 = 0$$

$$F_P = F_1 + F_2 = 0$$

Allgemein:

Reibwerte an Treibrädern verschieden, dann ist wegen $F_1 = F_2$ die max. Vortriebskraft durch kleineren Reibwert begrenzt (angenommen: die Radlasten sind gleich).

Übergas: - Rad mit kleinerem μ schleudert durch.

- Anderes Rad bleibt wegen $F_1 = F_2$ bei selber Vortriebskraft, erreicht also seine Reibgrenze nicht, schleudert nicht durch.

Momente:

Da stets gleiche Umfangskräfte am Planetenrad, sind auch Abtriebsmomente stets gleich, also

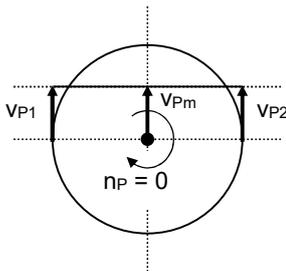
$$M_1 = M_2 \quad (\text{sofern keine Reibung am Planetenradlager})$$

Drehzahlen:

Stets gleiche Abtriebsmomente (reibungsfrei), jedoch da Planetendrehzahl $n_P \neq 0$ möglich, sind auch unterschiedliche Abtriebsdrehzahlen möglich.

Geschwindigkeitsplan am Planetenrad:

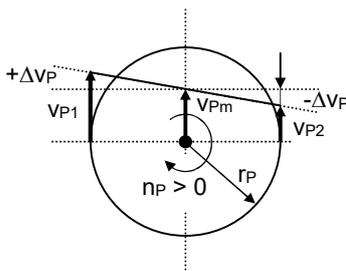
a.) Gleichlauf der Abtriebsräder, d.h. Planetendrehzahl $n_P = 0$:



$$v_{Pm} = v_{P1} = v_{P2},$$

also auch Abtriebs-(Sonnen-)raddrehzahlen gleich.

b.) Drehzahlunterschied der Abtriebsräder, d.h. Planetendrehzahl $n_P \neq 0$:



Muss ein Rad schneller laufen, z.B. in Kurve, so wird

$$v_{P1} = v_{Pm} + \Delta v_P$$

$$v_{P2} = v_{Pm} - \Delta v_P$$

Somit also Winkelgeschwindigkeit des Planetenrades um seine Achse

$$\omega_P = \frac{\Delta v_P}{r_P}$$

Also: Drehzahlunterschied der Abtriebs-(Sonnen-)räder gegenüber der mittleren Planetenumlaufdrehzahl (entspr. v_{Pm} = Umlaufgeschwindigkeit der Planetenachse) stets gleich groß.

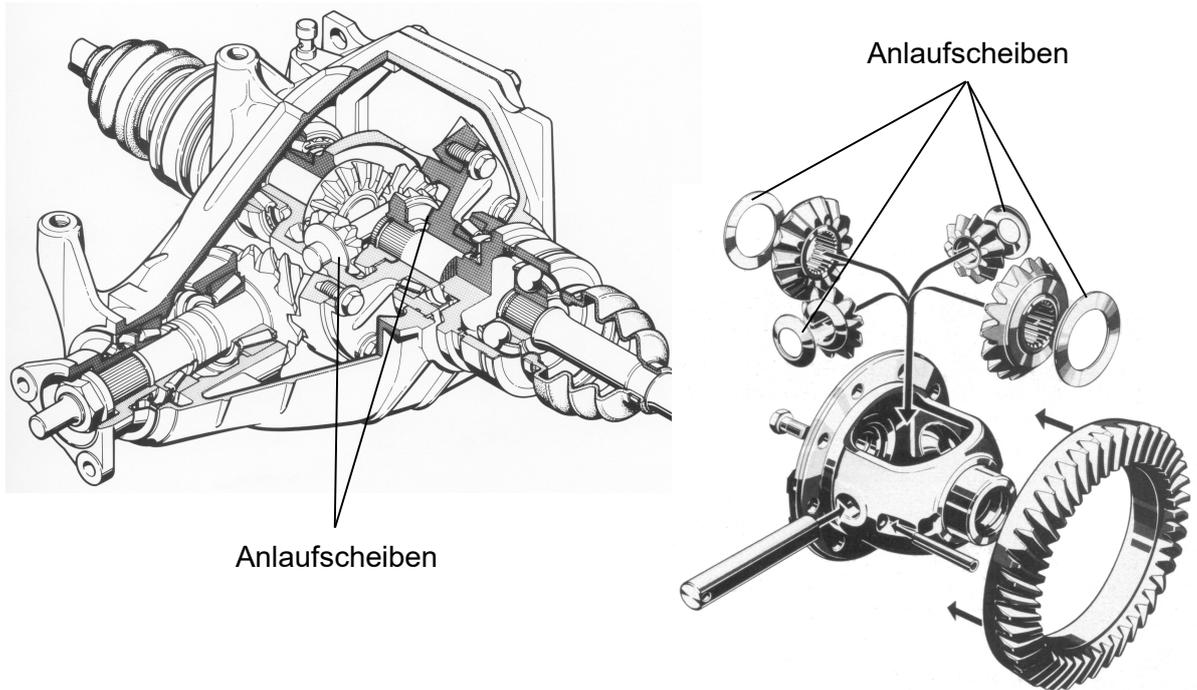


Abb. 5.3-3: Kegelrad-Treibachsdifferenziale von Pkw-Hinterachsen
Die Planeten- und Sonnenräder werden häufig über Anlaufscheiben gegen die Spreizkräfte der Verzahnung abgestützt. Dadurch entsteht ein „relativ“ geringes Reibmoment, das die zwanglose Ausgleichsbewegung bei Kurvenfahrt etwas behindert und dafür die Wirkung unterschiedlicher Reibwerte an den Treibrädern etwas mindert.

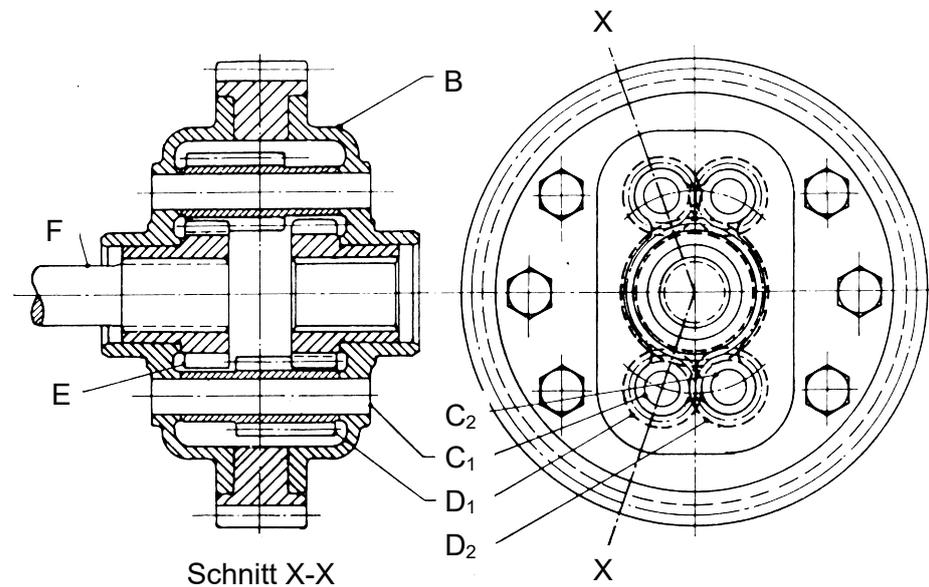


Abb. 5.3-4: Stirnrad-Treibachsdifferenzial einer Pkw-Hinterachse
B Gehäuse gleichzeitig Planetenträger (Steg) und Radkörper des großen Stirnrades, C₁ und C₂ Achsen der Planetenräder D₁ und D₂, die miteinander kämmen, E Zentralräder, F Seitenwellen. Da die Zentralräder gleiche Zähnezahlen haben, wird das Steg- (Eingangs-) Drehmoment hälftig auf die beiden Seitenwellen und damit auf die Räder aufgeteilt.



Abb. 5.3-5: Kompaktes Stirnrad-Treibachsdifferenzial der Firma INA, extrem schlanke Bauweise (bis zu 70 % schmäler als konventionelle Kegelrad-Differenziale), außerdem deutlich leichter.

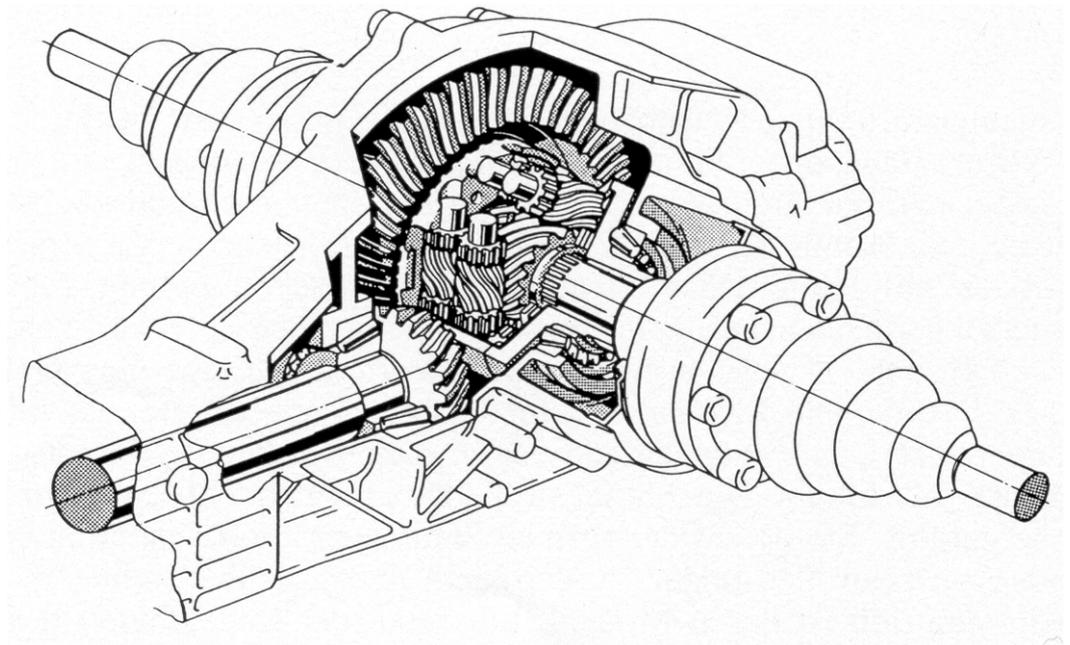


Abb. 5.3-6: Torsen-Treibachsdifferenzial an der Hinterachse des Audi V8. Das Differenzial hat Sperrwirkung, näheres daher erst in Abschnitt 5.3.3.

Sonderfall:

$$v_{P2} = 0 \quad \Rightarrow \quad v_{Pm} = \Delta v_P \quad \Rightarrow \quad v_{P1} = 2 \cdot v_{Pm}$$

d.h. steht ein Abtriebs-(Sonnen-)rad still, so dreht das andere Rad mit der doppelten zugehörigen Gleichlaufdrehzahl gleitend durch. Dieser Fall (also z.B. Treibrad $n_2 = 0$, Treibrad $n_1 = 2 \cdot n_{\text{mean}}$) tritt bei Anfahren bei kleinsten Unterschieden der Reibwerte an den Treibrädern auf, sofern Reibgrenze eines Treibrades erreicht (gilt nur für reibungsfreies Differenzial!). Anfahren dann mit einem durchschleudernden Rad bei $F_1 = F_2 = F(\mu_{\text{min}})$.

Anmerkung zur Reibung am Planetenradlager:

Minderung des Einflusses verschiedener Kraftschlussverhältnisse (ein Rad dreht durch, anderes Rad steht: $F_1 = F_2 = F_{\mu_{\text{min}}}$) durch Reibung am Planetenradlager (dann $F_2 > F_1 = F_{\mu_{\text{min}}}$ möglich), dadurch jedoch Wegausgleich beeinträchtigt (näheres siehe Sperrdifferenziale, Abschnitt 5.3.3). Deshalb geringe Reibung auch beim einfachen, ungesperrten Treibachsdifferenzial erwünscht.

Ausgeführte Bauarten:

- Kegelradgetriebe Abb. 5.3-3,
- Stirnradgetriebe Abb. 5.3-4: und Abb. 5.3-5,
- Schneckenradgetriebe Abb. 5.3-6.

Schneckenradgetriebe hat Sperrwirkung, näheres daher erst in Abschnitt 5.3.3.

Antrieb des Differenzials (Steg) in der Regel spiral- oder hypoidverzahnte Kegelräder.

5.3.2 Verteilerdifferenzial

Zusätzliches Verteilergetriebe zwischen den Achsen (front / rear) eines Fahrzeugs mit Allradantrieb.

Erforderlicher Wegausgleich bei Kurvenfahrt nach Abb. 5.3-1: :

$$\frac{v_{mf}}{r_{\text{curve,mf}}} = \frac{v_m}{r_{\text{curve,mr}}} = \omega_{\text{Veh}}$$

$$v_{mf} = v_m \cdot \frac{r_{\text{curve,mf}}}{r_{\text{curve,mr}}}$$

$$v_{mf} = v_m \cdot \sqrt{\frac{r_{\text{curve,mr}}^2 + l_W^2}{r_{\text{curve,mr}}^2}}$$

$$\Delta v_{\text{axles}} = v_{mf} - v_m$$

$$\Delta v_{\text{axles}} = \left[\sqrt{1 + \left(\frac{l_W}{r_{\text{curve,mr}}} \right)^2} - 1 \right] \cdot v_m$$

Geschwindigkeitsunterschied der Achsmitten

Ferner Momentenverteilung zwischen Vorder- und Hinterachse, bei

- Pkw oft Grundaufteilung 1 : 1, dann Aufbau analog Treibachsdifferenzial. Bei
- Nfz große Achslastunterschiede voll / leer, daher besser Aufteilung gemäß Achslasten (bei voller Beladung), da sonst die geringer belastete Achse vorzeitig durchrutscht.

Beispiel: Lkw mit Allradantrieb
16 to Zweiachser
Achslasten Vorne (front) 6 to
Hinten (rear) 10 to

Verteilerdifferenzial:

$$\frac{M_f}{M_r} = \frac{6}{10} = \text{const.} \neq f(\Delta v)$$

Also Aufgabe:

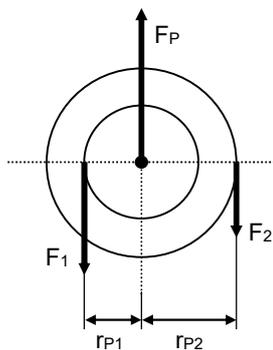
- Zwangloser Wegausgleich zwischen angetriebenen Achsen.
- Verteilung der Antriebskräfte mit konst. Verhältnis $\neq 1$.

Lösung (Beispiel Kegelradgetriebe):

Analog Treibachsdifferenzial, jedoch Sonnenräder (und zugehörige Planetenräder) mit verschiedenen Durchmessern !

Prinzipiskizze: Abb. 5.3-7.

Umfangskräfte am Planetenrad:



$F_P = F_1 + F_2$ $F_1 / F_2 = r_{P2} / r_{P1}$	$\Sigma K = 0$ $\Sigma M = 0$
---	----------------------------------

Momente am Sonnenrad

Mit $M_1 = F_1 \cdot r_{S1}$

$M_2 = F_2 \cdot r_{S2}$

folgt

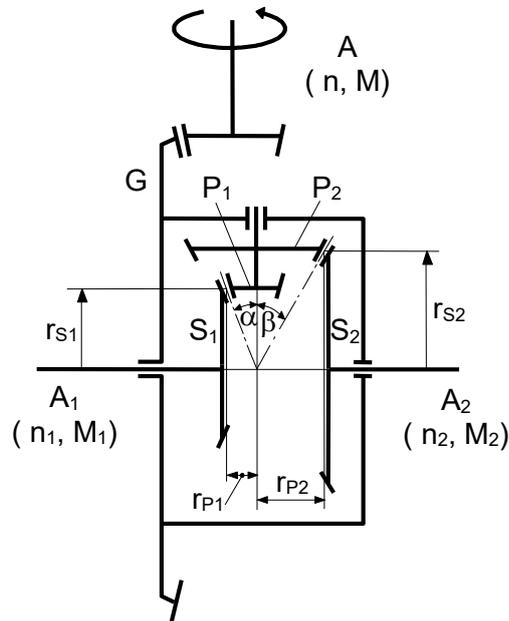
$\frac{M_1}{M_2} = \frac{F_1}{F_2} \cdot \frac{r_{S1}}{r_{S2}} = \frac{r_{P2} \cdot r_{S1}}{r_{P1} \cdot r_{S2}}$	Gültig für Abb. 5.3-7
---	------------------------------

bzw. mit

$\text{tg } \alpha = r_{P1} / r_{S1}$

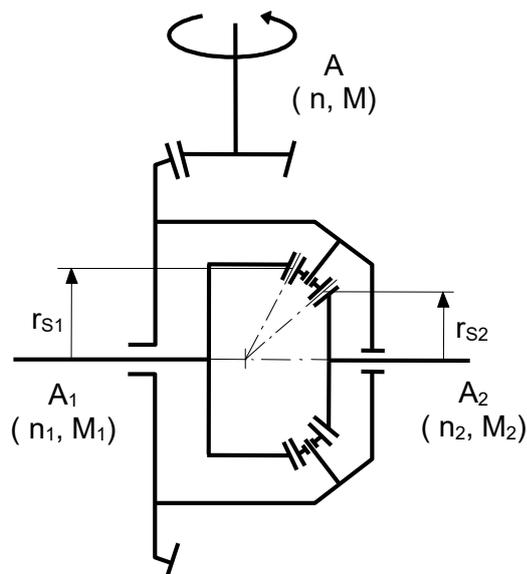
$\text{tg } \beta = r_{P2} / r_{S2}$

$\frac{M_1}{M_2} = \frac{\text{tg } \beta}{\text{tg } \alpha}$	Gültig für Abb. 5.3-7
--	------------------------------



- A : Antriebswelle, n und M
- G : Umlaufendes Gehäuse (Steg)
- P_{1,2} : Planeten für vordere und hintere Treibachse, gelagert im Steg (G)
- S_{1,2} : Sonnenräder der vorderen bzw. hinteren Abtriebswelle
- A_{1,2} : Abtriebswelle, n_{1,2} und M_{1,2}

Abb. 5.3-7: Prinzipskizze eines Verteilerdifferenzials als Kegelradgetriebe.



Da die Kräfte F_1 und F_2 am Planetenrad gleich groß sind, gilt:

$$\frac{M_1}{M_2} = \frac{F_1 \cdot r_{S1}}{F_2 \cdot r_{S2}} = \frac{r_{S1}}{r_{S2}}$$

Abb. 5.3-8: Verteilerdifferenzial mit einem Planetensatz für beide Antriebswellen.

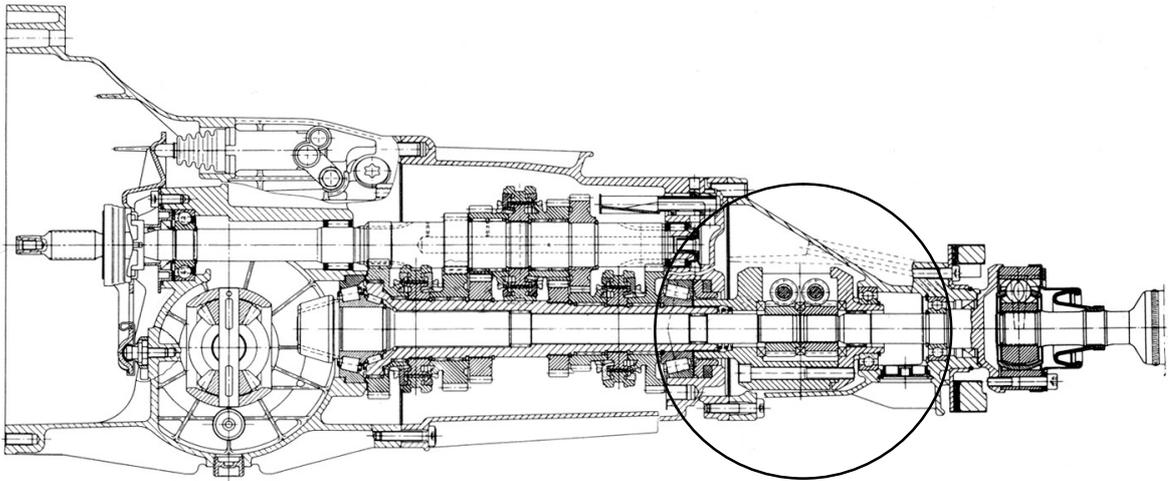
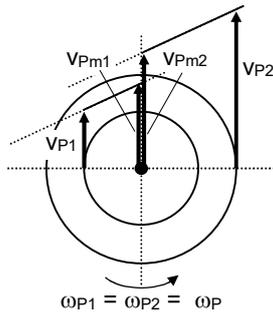


Abb. 5.3-9: Torsen-Verteilerdifferential integriert in ein 5-Gang-Getriebe, eingesetzt in Audi Quattro-Modellen mit Längsmotor. Das Differential hat Sperrwirkung, näheres daher erst in Abschnitt 5.3.3.

Drehzahlen



Ohne Wegausgleich:

$$\omega_{P1} = \omega_{P2} = 0$$

Mit Wegausgleich:

$$\omega_{P1} = \omega_{P2} \neq 0$$

Betrachtung analog zu Abschnitt 5.3.1:

$$v_{P1} = v_{Pm1} - \Delta v_{P1}$$

$$v_{P2} = v_{Pm2} + \Delta v_{P2}$$

jedoch mit

$$\Delta v_{P1} = r_{P1} \cdot \omega_P$$

$$\Delta v_{P2} = r_{P2} \cdot \omega_P$$

$$\omega_P = \frac{\Delta v_{P1}}{r_{P1}} = \frac{\Delta v_{P2}}{r_{P2}}$$

$$\Delta v_{P1} \neq \Delta v_{P2}$$

$$v_{Pm1} < v_{Pm2}$$

Gültig für Abb. 5.3-7

Anmerkung: Verteilung $M_1 / M_2 = \text{konst.}$ gilt unabhängig von Drehzahlen, also auch bei $\omega_P = 0$!

Weitere Möglichkeit, $M_1 / M_2 \neq 1$ zu erreichen: Abb. 5.3-8

Ausgeführte Bauart: Abb. 5.3/9

Verteilerdifferenzial als Schneckengetriebe (Bauart Torsen), Grundverteilung 1:1. Differenzial hat Sperrwirkung, näheres daher erst in Abschnitt 5.3.3.

5.3.3 Sperrdifferenziale

Erläuterung am Beispiel der Treibachsdifferenziale, Abschnitt 5.3.1.

Wirkung ohne Sperre: $F_2 = F_1 \leq F(\mu_{\min})$ gilt stets !

Wirkung mit Sperre: $F_2 > F_1 \leq F(\mu_{\min})$ möglich !

Also von Interesse, wenn Vortriebsmoment nicht von Motor, sondern von einem rutschenden Rad begrenzt !

Hat ein Rad mit

$$F_1 = F(\mu_{\min})$$

seine Rutschgrenze erreicht, dann soll trotzdem

$$F_2 > F_1$$

möglich sein.

Lösungen:

- Teilselbstsperrung, zum Beispiel durch vergrößerte Reibung.
- Vollselbstsperrung, zum Beispiel durch
 - Schneckengetriebe mit Selbsthemmung,
 - Freiläufe.
- Sperre mit Fremdbetätigung (meist als Vollsperrung).

5.3.3.1 Teilselbstsperrung

Ist F_1 an Reibgrenze von Rad 1, kann F_2 weiter wachsen.

Teilspernung: ΔF begrenzt durch Reibung im Getriebe, nicht von μ_{\max} !

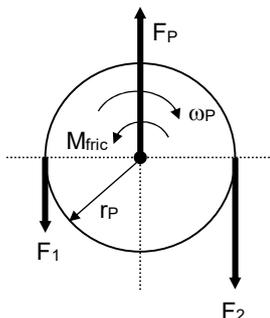
Lösung: Kegelradgetriebe mit Reibung oder

Schneckengetriebe (Torsendifferenzial).

5.3.3.1.1 Kegelradgetriebe

Treibachsdifferenzial Abb. 5.3-2: mit vergrößerter Reibung.

Umfangskräfte mit Reibung:



$\omega_P \neq 0$ (Ausgleichsbewegung)

$\Rightarrow M_{\text{fric}}$ (Reibmoment), dreht gegen ω_P .

Es gilt:

$$M_{\text{fric}} = F_{\text{fric}} \cdot r_P \quad (F_{\text{fric}} = \text{gedachte Reibkraft})$$

$$\Sigma K = 0$$

$$\Sigma M = 0$$

$$F_P = F_1 + F_2$$

$$F_2 = F_1 + F_{\text{fric}}$$

Daraus folgt für

- Anfahren im Gelände:

F_1 und F_2 können sich um F_{fric} unterscheiden.

Ist also zum Beispiel

$$F_1 = 0 \text{ (Glatteis)}$$

dann ist trotzdem Vortrieb mit

$$F_2 \leq F_{\text{fric}}$$

möglich.

„Teilselbstsperrung“, da F_2 grundsätzlich begrenzt durch F_{fric} , nicht durch μ_{max} !

- Wegausgleich bei Kurvenfahrt:

Bei $F_1 - F_2 \leq F_{\text{fric}}$ gilt $\omega_P = 0$, Planet dreht nicht wegen Reibung, \Rightarrow kein Wegausgleich (Zwangsschlupf, Verspannen der Reifen, Vortriebskraft durch Reibung an Innenseite der Kurve erhöht, an Außenseite verkleinert, Schiefziehen der Umfangskräfte) \Rightarrow Lenkunwilligkeit !

Momente mit Reibung:

Im Gegensatz zu reibungsfreiem Treibachsdifferenzial gilt:

$$M_2 = M_1 + M_{\text{fric}}$$

Drehzahlen mit Reibung:

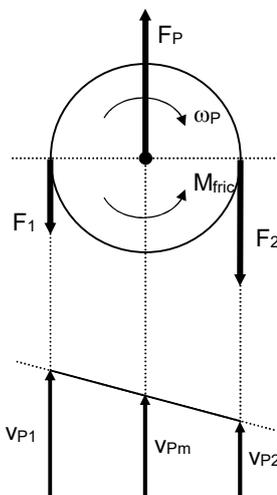
Kein Unterschied zu reibungsfreiem Treibachsdifferenzial, Abschnitt 5.3.1.

Wirkungsgrad mit Reibung:

$$\eta = \frac{P_{\text{out}}}{P_{\text{in}}}$$

Beispiel Treibachsdifferenzial.

Am Planetenrad gilt bei $\omega_P \neq 0$:



$$P_{\text{out}} = F_1 \cdot v_{P1} + F_2 \cdot v_{P2}$$

$$P_{\text{in}} = F_P \cdot v_{Pm}$$

$$\eta = \frac{F_1 \cdot v_{P1} + F_2 \cdot v_{P2}}{F_P \cdot v_{Pm}}$$

$$\eta = \frac{F_1 \cdot (v_{Pm} + \Delta v_P) + F_2 \cdot (v_{Pm} - \Delta v_P)}{F_P \cdot v_{Pm}}$$

$$\eta = \frac{(F_1 + F_2) \cdot v_{Pm} + (F_1 - F_2) \cdot \Delta v_P}{F_P \cdot v_{Pm}}$$

$$\eta = \frac{F_P \cdot v_{Pm} - F_{fric} \cdot \Delta v_P}{F_P \cdot v_{Pm}}$$

$$\eta = 1 - \frac{F_{fric}}{F_P} \cdot \frac{\Delta v_P}{v_{Pm}}$$

Vgl. Abb. 5.3-10.

Zum Verständnis:

- $F_{fric} / F_P = 1$: Wegen $F_{fric} = F_2 - F_1 \equiv F_P = F_2 + F_1$ nur möglich, wenn $F_1 = 0 \Rightarrow$ Rad 1 auf $\mu = 0$ (Glatteis), Rad 1 dreht durch mit $F_1 = 0$, Rad 2 treibt an mit $F_2 = F_P = F_{fric}$.
- $\Delta v_P / v_{Pm} = 1$: $v_{P2} = 0 \Rightarrow$ Rad 2 steht, Rad 1 dreht, also Anfahren.

Anmerkungen zum Zahlenwert von η :

- $\eta = 1$ bei
 - $F_{fric} = 0$ (reibungsfrei)
 - $\Delta v_P = 0$ (keine Ausgleichsbewegung)
- $\eta > 0,9$: Wegausgleich in Kurve ($\Delta v / v_{Pm} \ll 1$), also Verluste „relativ“ gering.
- $\eta = 0$: bei $\Delta v / v_{Pm} = F_{fric} / F_P = 1$, also Anfahren mit einem Rad auf $\mu = 0$. Hier jedoch η ohne Interesse !

Kennlinien mit Reibung:

Zusammenhang F_1, F_2 je nach Bauart, vgl. Abb. 5.3-11.

Sperwert (locking value):

$$L_D = \frac{F_2 - F_1}{F_2} \cdot 100 \quad [\%]$$

mit

$$F_2 - F_1 = F_{fric}$$

$F_2 =$ Größere der beiden Umfangskräfte bei voller Ausnutzung des Reibmomentes.

Ausgeführte Bauarten

Beispiele Abb. 5.3-12 bis Abb. 5.3-14.

Teilselbstsperrung durch Reibelemente im Kegelradgetriebe.

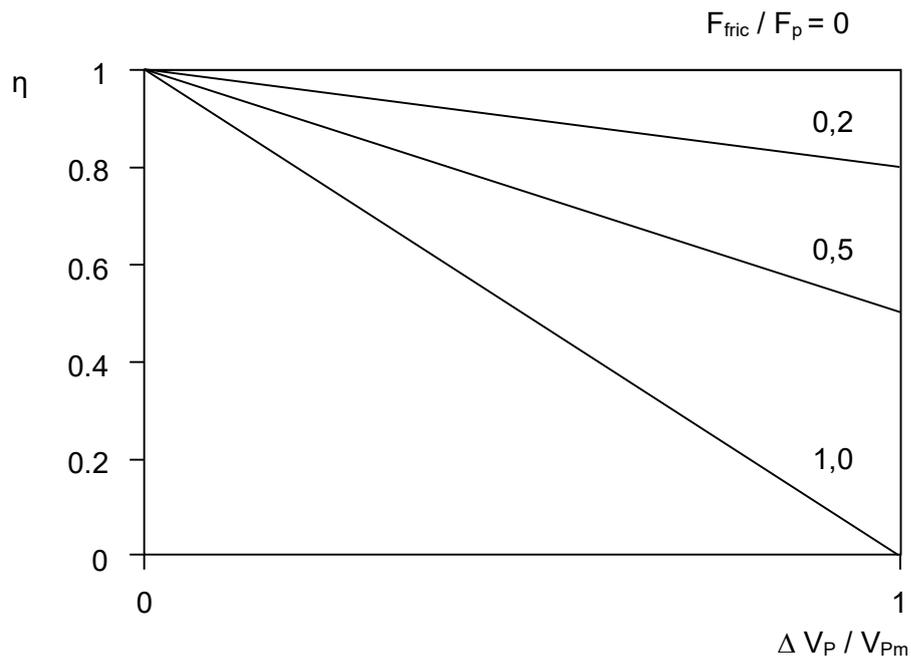


Abb. 5.3-10: Wirkungsgrad eines Treibachsdifferenzials ohne ($M_{\text{fric}} = F_{\text{fric}} = 0$) und mit Teilselbstsperrung ($M_{\text{fric}} = F_{\text{fric}} \cdot r_P \neq 0$).

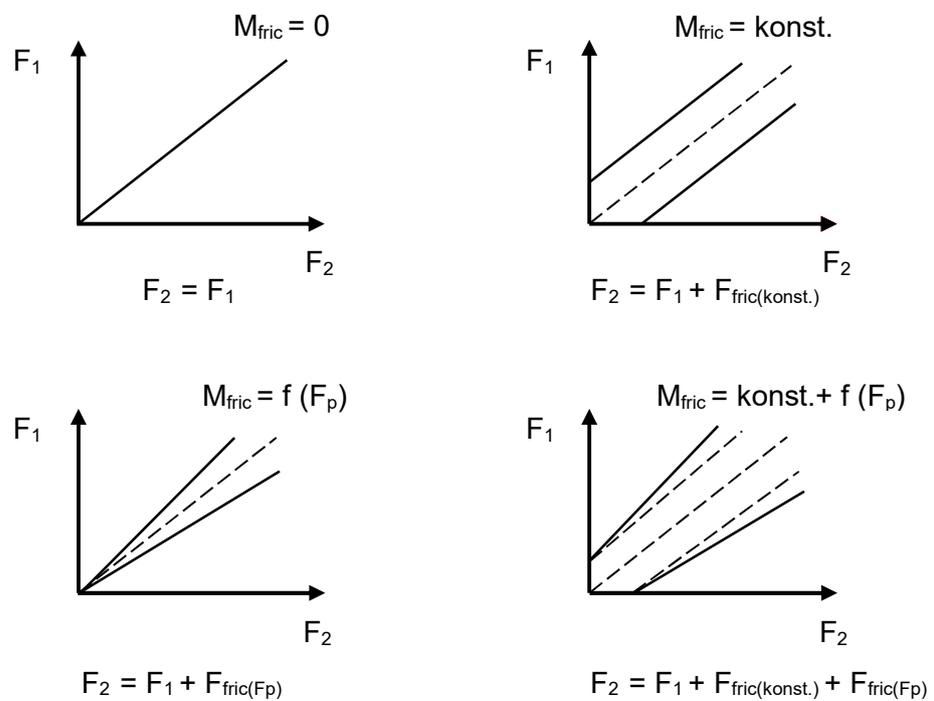


Abb. 5.3-11: Treibachsdifferenzial ($M_{\text{fric}} = 0$) mit Teilselbstsperrung durch Reibung ($M_{\text{fric}} \neq 0$).

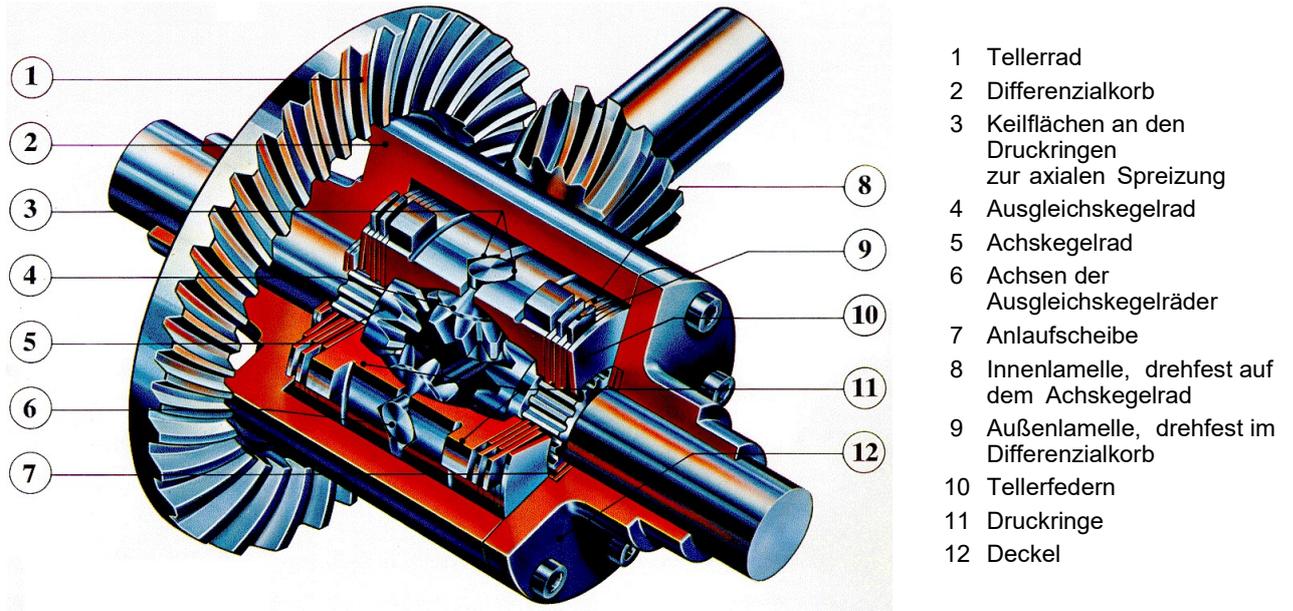


Abb. 5.3-13: Ansicht eines teilselbstsperrenden Treibachsdifferenzials nach Abb. 5.3/12.

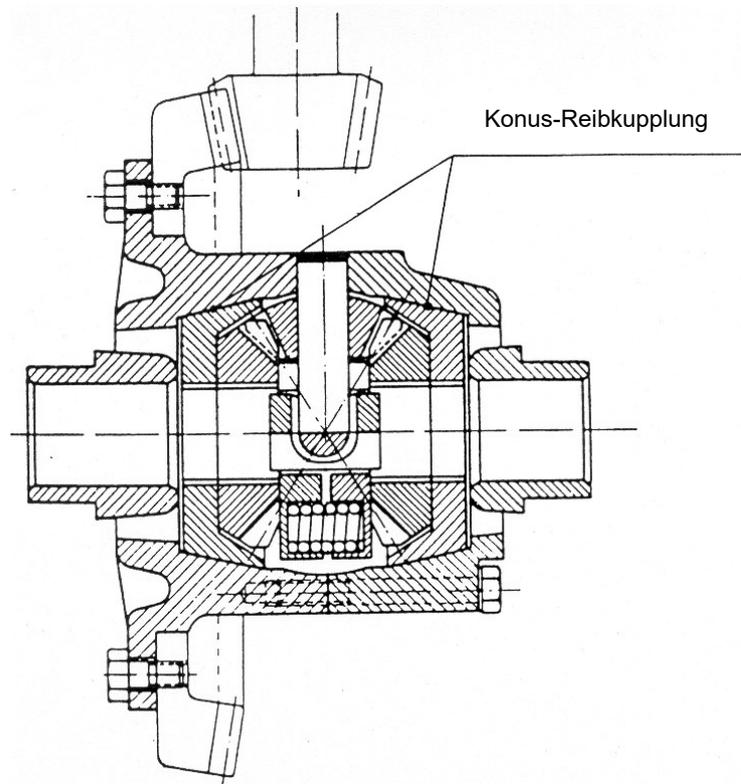


Abb. 5.3-14: Teilselbstsperrendes Treibachsdifferenzial nach BorgWarner (BorgWarner-Spin-Resistant).

Das Reibmoment M_R wird an zwei Konus-Reibkupplungen zwischen den Sonnenrädern und dem Differenzialgehäuse erzeugt. Die Kupplungsanpreßkräfte bestehen aus einem konstanten (vorgespannte Feder) sowie einem lastabhängigen (Spreizkräfte der Verzahnung) Anteil.

5.3.3.1.2 Torsendifferenzial

Torsen = torque sensing (Drehmoment fühlend).

Es wird ein Reibmoment erzeugt, das vom übertragenen Drehmoment abhängt.

Prinzip: Selbsthemmung bei Schneckenradgetrieben.

Aufbau: Abb. 5.3-15.

- Besteht aus 2 Schneckenradgetrieben, die über Stirnräder formschlüssig verbunden sind.
- Einleitung Drehmoment in Differenzialgehäuse (2),
- Weiterleitung auf 3x2 Achsen (im Gehäuse gelagert) mit Stirnrädern (4) und Schneckenrädern (3), von dort auf
- Schnecken (5) und damit an die beiden Abtriebswellen (6).

Aufgaben:

- Drehzahlausgleich,
- Grund-Drehmomentverteilung 50:50, Änderungen traktionsabhängig.

Wirkungsweise:

Mechanischer Wirkungsgrad der Schneckenradgetriebe stark abhängig von Höhe und Richtung des übertragenen Momentes, nicht von Drehzahlunterschieden !

- Antrieb:

Haben beide Abtriebswellen (6) des Differenzials gleiche Drehzahlen, drehen sich die Schneckenradgetriebe nicht. Schnecken und Stirnräder wirken als Mitnehmer, Momentenverteilung 50:50.

Erreicht ein Rad (Treibachsdifferenzial) oder eine Achse (Verteilerdifferenzial) die Haftgrenze, setzt Durchrutschen ein. Schneckengetriebe drehen, es entstehen Reibmomente, Größe je nach Antriebsmoment.

Drehmoment wirkt von Schneckenrädern (3) auf Schnecken (5), daher Reibmomente relativ hoch. Momente auf Schnecken (5, Antrieb) entspr. verschieden, höheres Moment auf Schnecke (5) mit kleinerer Drehzahl, \Rightarrow erwünschte Sperrwirkung.

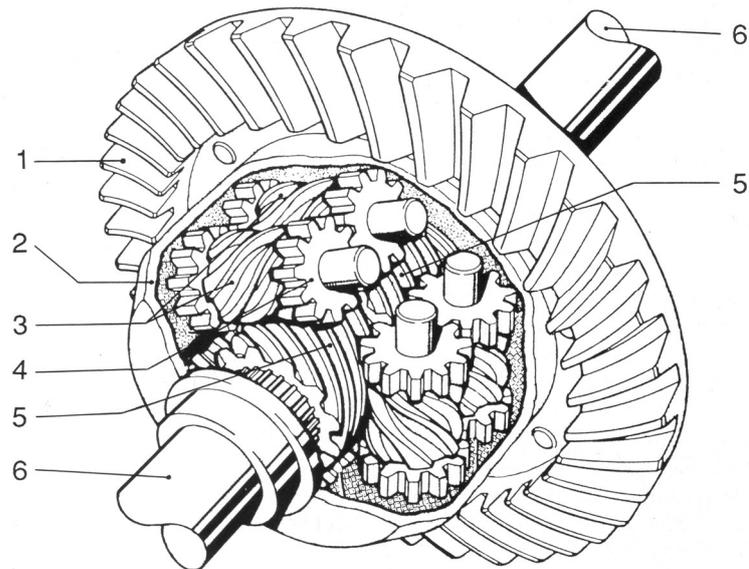
Beachte bei Kurvenfahrt mit Torsen als

- Treibachsdifferenzial \Rightarrow Inneres Rad hat kleinere Drehzahl (Radius kleiner !), also größeres Moment. Passt nicht zu Radlasten, ferner Untersteuertendenz !
- Verteilerdifferenzial \Rightarrow Hinterachse hat kleinere Drehzahl (Radius kleiner!), also größeres Moment, passt bei beschleunigter Fahrt zu den dynamischen Radlasten !

- Freies Rollen oder Schub:

Drehmomentumkehr, Reibung sehr gering, daher

- Drehzahlausgleich unbehindert, also
- voll tauglich für ABS und ESP.



- | | | |
|-----------------------|----------------------|------------------|
| 1 Antriebstellerrad | 3 Schneckenräder | 5 Schnecken |
| 2 Differenzialgehäuse | 4 Stirnradverzahnung | 6 Abtriebswellen |

Abb. 5.3-15 Schnitt durch ein Torsendifferenzial (teilselbstsperrend).

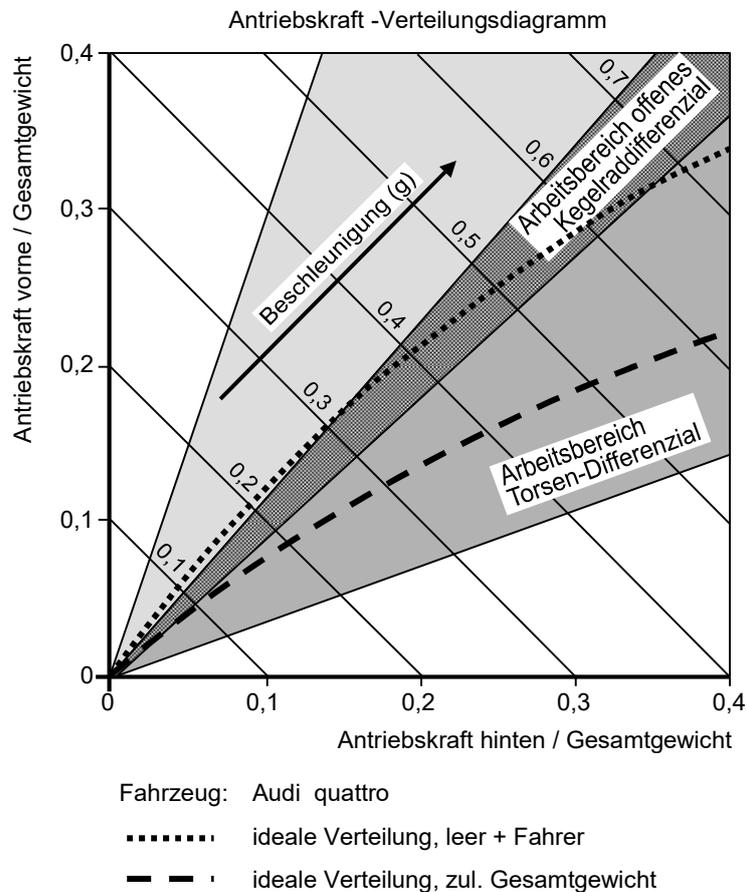


Abb. 5.3-16 Arbeitsbereich eines Torsen-Verteilerdifferenzials im Vergleich zu einem offenen (ungesperrten) Kegelraddifferenzial.

Erforderliche Reibung entsteht in

- Verzahnungen sowie in
- Radial- und Axiallagerungen der Zahnradwellen.

Damit Sperrwerte bis

$$L_D \approx 66 \%$$

Arbeitsbereiche: Beispiel Abb. 5.3-16 (Audi).

- Torsendifferenzial
 - Grenzlinien aus $L_D \approx 66 \%$.
 - Grundverteilung 50:50, Umverteilung bis 25:75 bzw. 75:25.
- Offenes (ungesperrtes) Kegelradgetriebe
Arbeitsbereich mit geringer Teilselbstsperrung durch geringe innere Reibung.

Antriebskraftverteilung im Vergleich:

Beispiel für $\mu_{ad} = 0,4$, Abb. 5.3-17.

- Einachs Antrieb:
 - Gerade auf Ordinate (Frontantrieb) bzw.
 - Gerade auf Abszisse (Heckantrieb).
- Allradantrieb:
 - Offenes Differenzial, im Beispiel Verteilung 50:50. Gerade unterhalb der Idealkurve, Kraftschlussgrenze zuerst hinten erreicht, $a_{max} = 0,39 g$.
 - Visko-Kupplung, im Beispiel Vorderachse direkt angetrieben. Zunächst nur 25 bis 40 % Antriebsmoment an Hinterachse. Kommt Vorderachse an Rutschgrenze, wächst $\Delta\omega$, dann ca. 50 % des Antriebsmoments an Hinterachse.
 - Torsendifferenzial, Antriebskraftverteilung gemäß Idealkurve.

Vorteile Torsen gegenüber anderen teilselbstsperrenden Differenzialen:

- Günstiges Verschleißverhalten, da erforderliche Reibung auf mehrere Bauteile verteilt, daher
- konstantes Sperrverhalten auf lange Lebensdauer,
- sehr geringe Sperrmomente im freien Rollen und im Schubbetrieb (wegen Drehmomentumkehr), dadurch uneingeschränkt ABS- und ESP-tauglich.

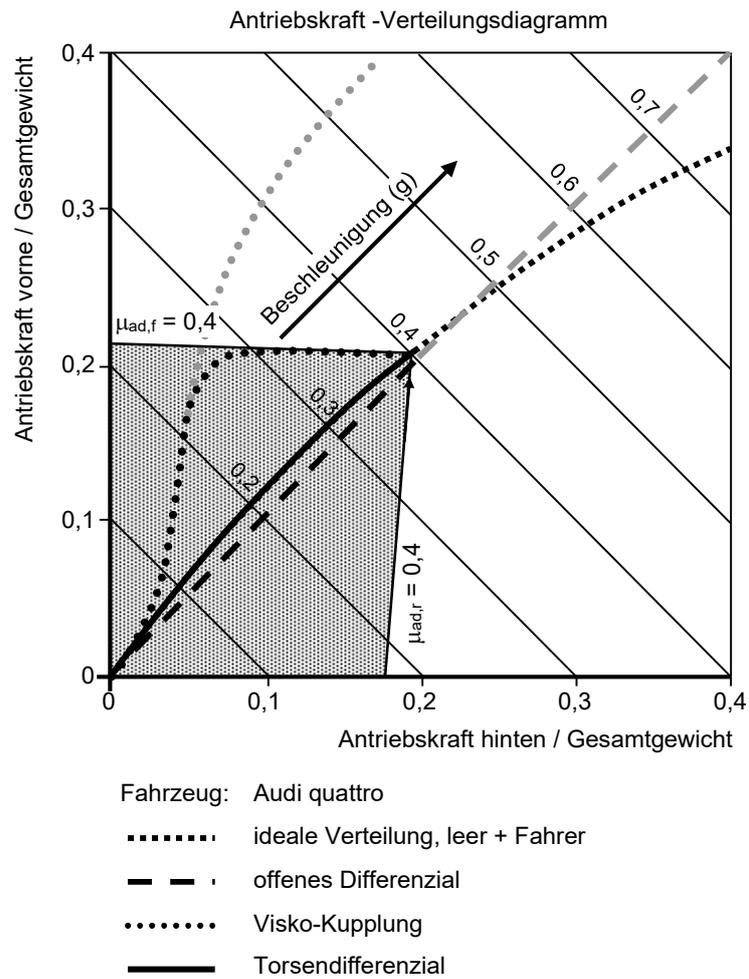


Abb. 5.3-17: Vergleich der Antriebskraftverteilung von Fahrzeugen gleichen Typs, jedoch mit unterschiedlichen Systemen zur Momentenverteilung auf Vorder- und Hinterachse. Vorausgesetzt ist eine homogene Fahrbahnoberfläche mit geringem Reibwert (hier $\mu_h = 0,4$).

5.3.3.2 Vollselbstsperrung

Ist F_1 an Reibgrenze von Rad 1, kann F_2 weiter wachsen.

Vollsperrung: ΔF begrenzt durch μ_{\max} (nicht durch Reibung im Differenzial)!

Rad 1: μ_{\min} niedriger Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn

Rad 2: μ_{\max} hoher Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn

Ausführung als

- Schneckengetriebe: Abb. 5.3-18:

Wird die Schnecke von einem Schneckenrad angetrieben (Ausgleichsbewegung), so entsteht $M_{\text{fric}} \Rightarrow$ Sperrwirkung.

- Kurvenfahrt: Antriebsmoment klein, M_{fric} klein.
- Anfahren im Gelände: Bereits bei geringem Antriebsmoment wird M_{fric} sehr groß, Getriebe nahe Selbsthemmung !

- Freilaufdifferenzial: Abb. 5.3-19:

Rad kann gegen Gehäuse voreilen, aber nicht nachlaufen !

- Kurvenfahrt: Kurvenäußeres Rad (größerer Weg) von Antrieb gelöst, gesamtes Vortriebsmoment am kurveninneren Rad. Schiefziehen, Lenkunwilligkeit, Kurvenwechselverhalten !
- Anfahren im Gelände: Wie starre Achse, beide Räder drehen stets mit Gehäuse-drehzahl.

Wenn dabei ein Rad Haftgrenze erreicht, rutscht es durch, Moment bleibt an Haftgrenze. Am anderen Rad kann Moment weiter wachsen, bis auch dort Haftgrenze erreicht !

Wegen Verhalten in Kurve für Straßenfahrt ungeeignet !

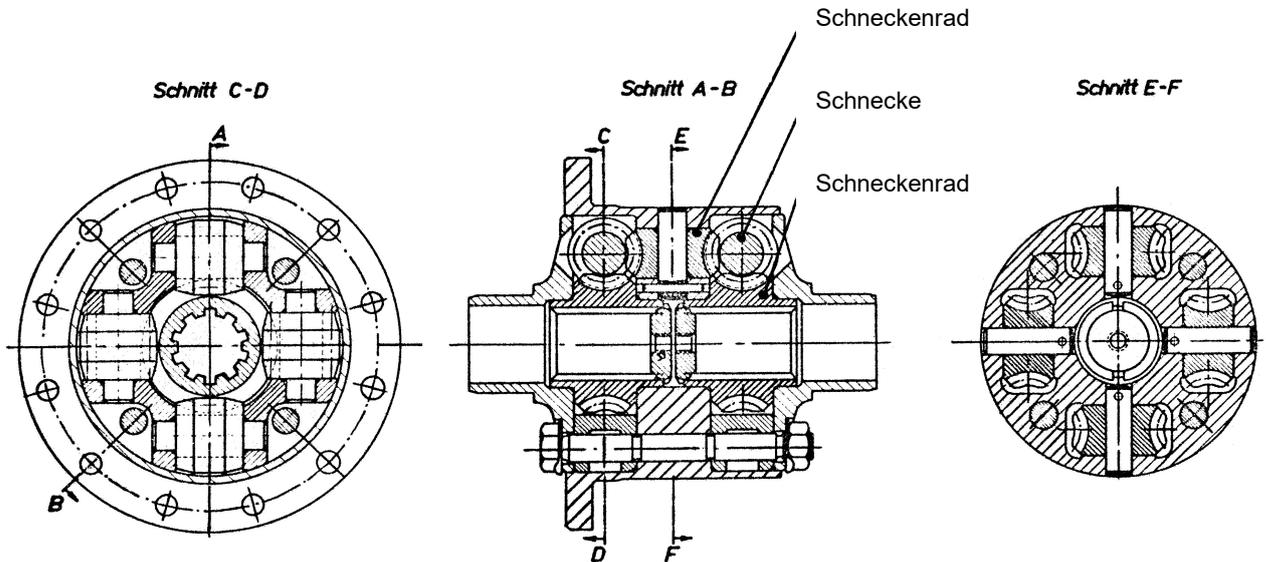


Abb. 5.3-18: Vollselbstsperrendes Treibachsdifferenzial als Schneckendifferenzial (Bauart Rheinmetall). Die Steigungswinkel des Schneckenradgetriebes sind so gewählt, dass sich ein sehr schlechter Wirkungsgrad beim Antrieb der Schnecken vom Schneckenrad aus ergibt.

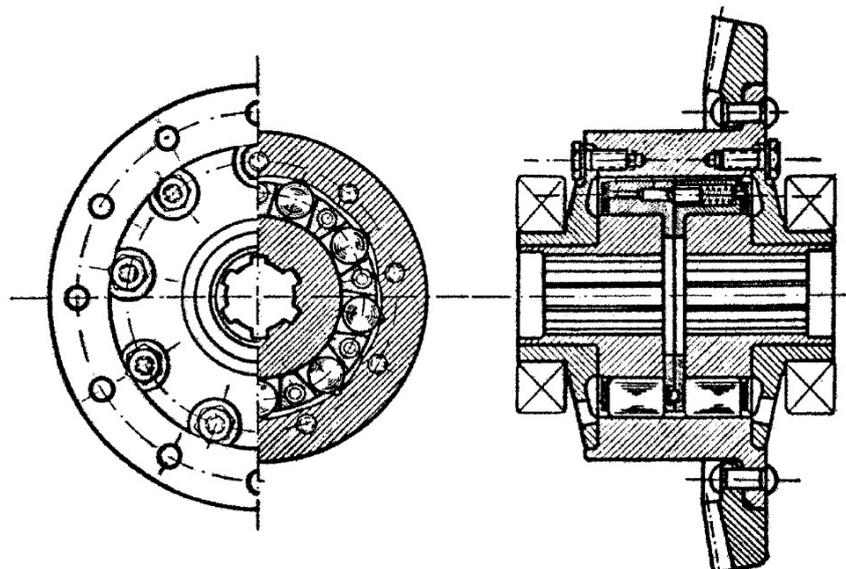


Abb. 5.3-19: Vollselbstsperrendes Treibachsdifferenzial als Freilauf-Differenzial. Keines der beiden Treibachsräder kann langsamer drehen als das Differenzialgehäuse.

5.3.3.3 Fremdsperrung

Sperwirkung schaltbar, in der Regel Vollsperrung.

Prinzip: Schaltbare Verbindung (form- oder kraftschlüssig) zwischen 2 der 3 Zentralwellen

- Sonne 1
- Sonne 2
- Steg (Gehäuse bzw. Korb))

Beispiele: Abb. 5.3-20 und Abb. 5.3-21.

Vorsicht beim Einlegen, rechtzeitiges Lösen sofort nach Anfahren !

Schlussbetrachtung:

Vergleich von Treibachs- und Verteilerdifferenzialen beim Anfahren ohne und mit Sperre siehe Abb. 5.3-22.

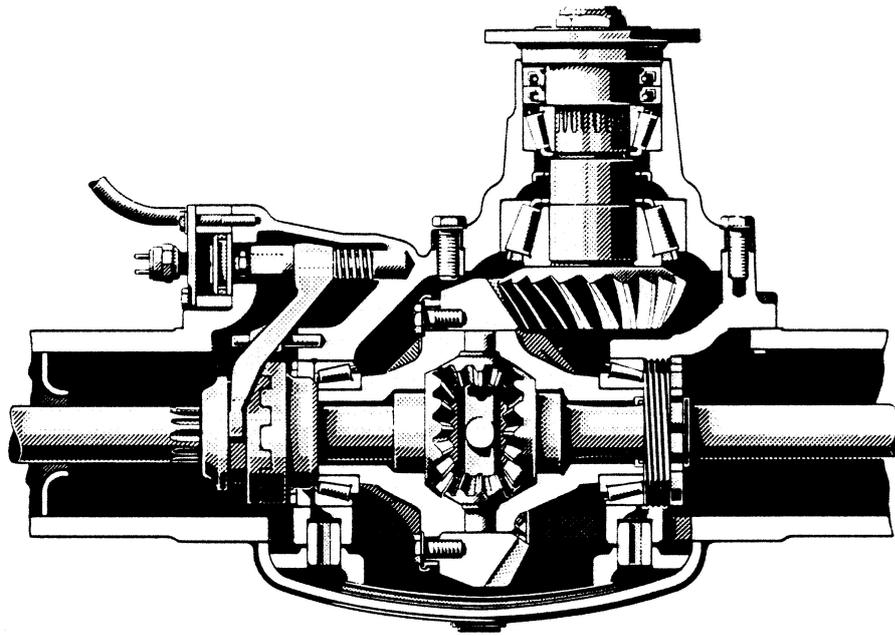


Abb. 5.3-20: NKW-Ausgleichsgetriebe mit fremdbetätigter, formschlüssiger Differenzialsperre. Mit der Klauenkupplung können zwei Zentralwellen des Ausgleichsgetriebes, hier linkes Zentralrad und Steg (=Korb), miteinander verbunden werden, der ganze Planetensatz läuft als Block um, die Wirkung des Ausgleichsgetriebes ist aufgehoben.

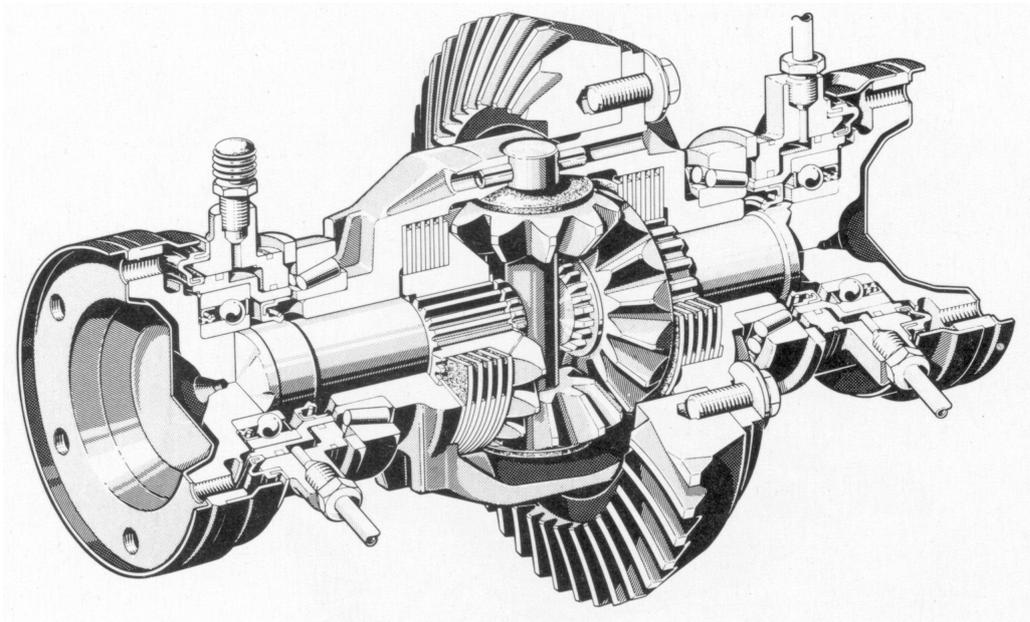
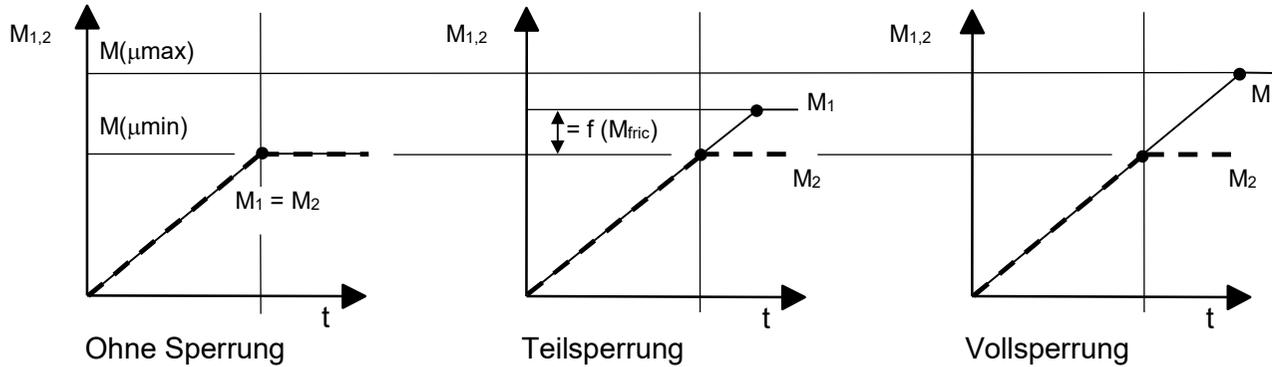


Abb. 5.3-21: Pkw-Ausgleichsgetriebe mit fremdbetätigter, kraftschlüssiger Differenzialsperre. In der Grundfunktion besitzt das Sperrdifferential einen Sperrgrad von 35 %. Bei Bedarf kann über Magnetventile Öldruck eingesteuert werden, die Sonnenräder werden gegen die Lamellenpakete gepresst. Durch das entstehende Reibmoment werden die Sonnenräder reibschlüssig mit dem Gehäuse verbunden, der Sperrgrad kann so bis 100 % erhöht werden.

Treibachsdifferenzial



Getriebe ausgelegt auf Grundverteilung

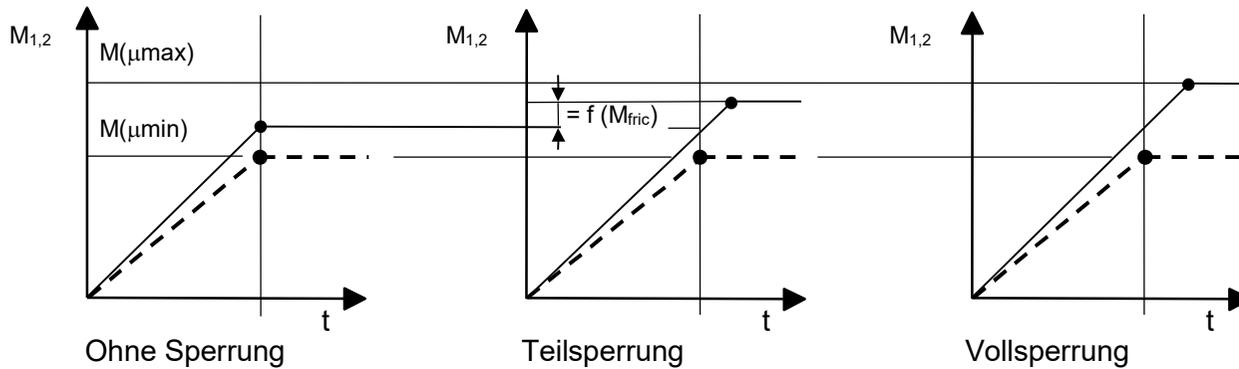
$$M_2 / M_1 = 1$$

μ_{\max} hoher Reibwert,

μ_{\min} niedriger Reibwert

zwischen Reifen und Fahrbahn

Verteilerdifferenzial



Getriebe ausgelegt auf Grundverteilung

$$M_2 / M_1 = \text{konst.} \neq 1$$

Abb. 5.3-22: Verhalten von Treibachs- und Verteilerdifferenzialen ohne und mit Sperren beim Anfahren auf unterschiedlichen Reibwerten. Dargestellt sind die Ausgangsmomente M_1 und M_2 über der Zeit t , in der das Eingangsmoment am Differenzialantrieb kontinuierlich zunimmt.

Literatur

Kapitel 1: Einleitung

- | | |
|--|--|
| Frankenberg, v. R./
Matteucci, M./
Neubauer, H.-O. | Geschichte des Automobils
Sigloch Edition, Künzelsau, 2001 |
| Möser, K. | Geschichte des Autos
Campus Verlag, Frankfurt/Main 2002 |
| Lueger, Otto | Lexikon der gesamten Technik und ihrer
Hilfswissenschaften, Deutsche Verlagsanstalt Leipzig,
1904-1920, online über www.zeno.org |

Kapitel 2: Fahrmechanik

- | | |
|-----------------------------------|---|
| Hucho , W. (Hrsg.) | Aerodynamik des Automobils
Vieweg-Verlag , Wiesbaden, 2013 |
| Reif, K. | Bremsen und Bremsregelsysteme, 1. Aufl.
Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden, 2010 |
| Reif, K. | Systeme zur Brems- und Fahrdynamikregelung, 1. Aufl.,
Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden, 2013 |
| Reif, K. | Fahrstabilisierungssysteme und Fahrerassistenzsysteme
1. Aufl., Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden, 2010 |
| Mitschke, M./
Wallentowitz, H. | Dynamik der Kraftfahrzeuge,
Springer Vieweg, Wiesbaden, 2014 |
| Wallentowitz, H. | Längsdynamik von Kraftfahrzeugen
Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen
Aachen mbH (fka), 2007 |
| Robert Bosch GmbH | Sicherheits- und Komfortsysteme
Vieweg-Verlag, Wiesbaden, 2004 |
| Burg, H./
Moser, A. | Handbuch Verkehrsunfallrekonstruktion, 2. Aufl.,
Vieweg-Teubner Verlag, Wiesbaden, 2009 |
| Kramer, F. | Passive Sicherheit von Kraftfahrzeugen
Vieweg-Teubner, Wiesbaden, 2009 |

Kapitel 3: Antriebsmaschinen

- | | |
|--|--|
| List, H.
Eichlseder, H.
und andere | Grundlagen und Technologien des Ottomotors
Springer-Verlag/Wien, 2008 |
| Grohe, H. | Otto- und Dieselmotoren
Vogel-Verlag, Würzburg, 2015 |
| Kurek, R. | Nutzfahrzeugdieselmotoren
Hanser Verlag, München, Wien, 2006 |
| Küntscher, V.
Hoffmann, W. | Kraftfahrzeugmotoren
Vogel-Verlag, Würzburg, 2014 |
| Hagelüken, C. | Autoabgaskatalysatoren
Expert-Verlag, Renningen, 2005 |
| Stan, C. | Alternative Antriebe für Automobile
Springer-Verlag, Berlin, 2015 |

Kapitel 4: Kennungswandler

- | | |
|---|--|
| Förster, H.-J. | Stufenlose Fahrzeuggetriebe
Verlag TÜV Rheinland, Köln, 1996 |
| Lechner, G./
Naunheimer, H. | Fahrzeuggetriebe
Springer-Verlag, Berlin, 2007 |
| Dach, H. /
Gruhle, W.-D. /
Köpf, P. | Pkw-Automatgetriebe
Bibliothek der Technik, Band 88
Verlag Moderne Industrie, Landsberg/Lech, 2001 |

Kapitel 5: Leistungsübertragung und –verteilung

- | | |
|---------------------|---|
| Preukschat, A. | Fahrwerktechnik: Antriebsarten
Vogel-Verlag, Würzburg, 1988 |
| Richter, B. (Hrsg.) | Allradantriebe
Vierweg-Verlag, Wiesbaden 1992 |
| Förster, H.-J. | Die Kraftübertragung im Fahrzeug vom Motor bis zu
den Rädern
Verlag TÜV Rheinland, Köln, 1987 |

Übergreifende Literatur:

Allgemeines:

- | | |
|--------------------------------|--|
| Balzer, R. | Handbuch der Kfz-Technik
Motorbuch Verlag Pietsch, Stuttgart, 2000

Band 1: Motor und Kraftübertragung

Band 2: Fahrwerk, Bremsen, Karosserie, Elektrik |
| Helmers, E. | Bitte wenden Sie jetzt : das Auto der Zukunft
Verlag: Weinheim : Wiley-VCH, 2009 |
| Braess, H.-H./
Seiffert, U. | Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik, 7. Aufl.
Vieweg-Verlag, Wiesbaden, 2013 |
| Haken, K.-L. | Grundlagen der Kraftfahrzeugtechnik, 4. Aufl.
Carl Hanser Verlag, München, 2015 |
| Robert Bosch GmbH | Kraftfahrtechnisches Taschenbuch, 28. Aufl.
Vieweg-Verlag, Wiesbaden, 2014 |
| Robert Bosch GmbH | Fachwörterbuch Kraftfahrzeugtechnik, 3. Aufl.
Vieweg-Verlag, Wiesbaden, 2005 |
| Reif, K. | Bosch Grundlagen Fahrzeug- und Motorentechnik, 2.Aufl.
Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden, 2016 |
| VDI | Fortschritt-Berichte VDI
Reihe 12, Verkehrstechnik / Fahrzeugtechnik,
VDI-Verlag, Düsseldorf |
| VDI | Tagungs-Berichte
VDI-Gesellschaft Fahrzeug- und Verkehrstechnik,
VDI-Verlag, Düsseldorf |

Zeitschriften:

- | | |
|-----|---|
| ATZ | Automobiltechnische Zeitschrift
Vieweg-Verlag, Wiesbaden |
| MTZ | Motortechnische Zeitschrift
Vieweg-Verlag, Wiesbaden |
| AR | Automobil Revue
Verlag Hallwag, Bern |