

Kraftfahrzeugantriebe

Lehrbrief B1

-Allgemeiner Aufbau der mechanischen Kraftübertragung-

- Kupplungen -

Verfasser: Prof. Dr.-Ing. habil. E. Bach

Herausgeber:

Hochschule für Technik und Wirtschaft Dresden

Fachbereich: Maschinenbau / Verfahrenstechnik

Studiengang: Fahrzeugtechnik

Lehrgebiet: Kraftfahrzeugantriebe und Kolbenmaschinen

Inhaltsverzeichnis

1.0 Kraftübertragung	1
1.1 Antriebsarten	1
1.2 Fahrwiderstand und Zugkraft	3
1.3 Merkmale des Verbrennungsmotors	5
1.4 Aufgaben der Kraftübertragung	6
1.5 Einteilung der Kraftübertragung	9
2.0 Mechanische Kraftübertragung	10
2.1 Allgemeiner Aufbau	10
2.2 Verluste der Kraftübertragung	12
2.3 Kupplungen	14
2.3.1 Formschlüssige Kupplungen	15
2.3.2 Kraftschlüssige Kupplungen	15
- Reibungskupplungen	17
- Einscheibentrockenkupplung	20
- Membranfederkupplung	22
- Zweiseibentrockenkupplung	23
- Kupplungsbeläge	27
- Gestaltung von Kupplungsscheiben	34
- Belastungsgrenzen	35
- Kupplungsdruckfedern	36
- Ausrückvorrichtungen	38
- Besondere Reibungskupplungen	41
- Halbzentrifugale Kupplungen	41
- Kegelkupplungen	43
- Magnetkupplung	46
- Hydrodynamische Kupplungen und Wandler	47
* Föttingerkupplung - Strömungskupplung	48
* Drehmomentenwandler	50
* Trilok - Wandler	51

1.0 Kraftübertragung

1.1 Antriebsarten

Vom Motor wird das Drehmoment über die Kupplung und das Getriebe zur Antriebsachse übertragen. Zwischengeschaltet sind dabei eine bzw. mehrere Gelenkwellen. Die Bilder 1 und 2 geben einen Überblick über eine mögliche Anordnung der Antriebsachse und antriebstechnischer Baugruppen bei PKW und NKW.

Bei der *Standardbauweise* befinden sich der Motor vorn und die Antriebsräder hinten. Das Moment wird wie folgt übertragen:

Motor ⇒ Kupplung ⇒ Wechselgetriebe ⇒ Gelenkwelle ⇒ Achsantrieb ⇒ Ausgleichsgetriebe ⇒ Halbachsen ⇒ Antriebsräder

Neben dieser sehr verbreiteten Anordnung gibt es den Hinterradantrieb mit Heckmotor. Dieser unterscheidet sich vom Standardantrieb dadurch, dass der Motor mit Kupplung, Getriebe, Achsantrieb und Ausgleichsgetriebe eine geschlossene Baugruppe bilden, die als Hecktriebsatz bezeichnet wird. Durch rationelle Bauweise und gute Platzausnutzung können hier die Kraftübertragungsteile einen relativ kleinen Raum einnehmen. Ähnlich wie beim Hecktriebsatz sind auch beim Vorderrad- oder Frontantrieb Motor, Kupplung, Getriebe, Achsantrieb und Ausgleichsgetriebe zum Triebatz vereinigt, zum so genannten Fronttriebsatz.

Die Kraftübertragung ist beim Frontantrieb schwieriger als beim Hinterradantrieb, da die getriebenen Räder außer den Schwingbewegungen noch die Lenkbewegungen ausführen müssen.

Unterschiede in den Fahreigenschaften zwischen Vorder- und Hinterradantrieb sind:

- Beim Vorderantrieb ist die Kurvenstabilität günstiger, da das Fahrzeug gezogen und nicht wie beim Hinterradantrieb geschoben wird.
- Der Nachteil des Frontantriebes besteht darin, dass die Vorderachse beim Befahren von Steigungen entlastet wird und dadurch die Bodenschlusskraft geringer wird, wodurch die Antriebsräder eher die Bodenhaftung (durchdrehen) verlieren. Die Kurzbauweise des Fronttriebsatzes ermöglicht eine sinnvolle Platzausnutzung und wird fast ausschließlich in allen leichten Fahrzeugen angewandt. Im Gegensatz zum Hecktriebsatz ist die Kühlung des Motors einfacher zu gestalten.

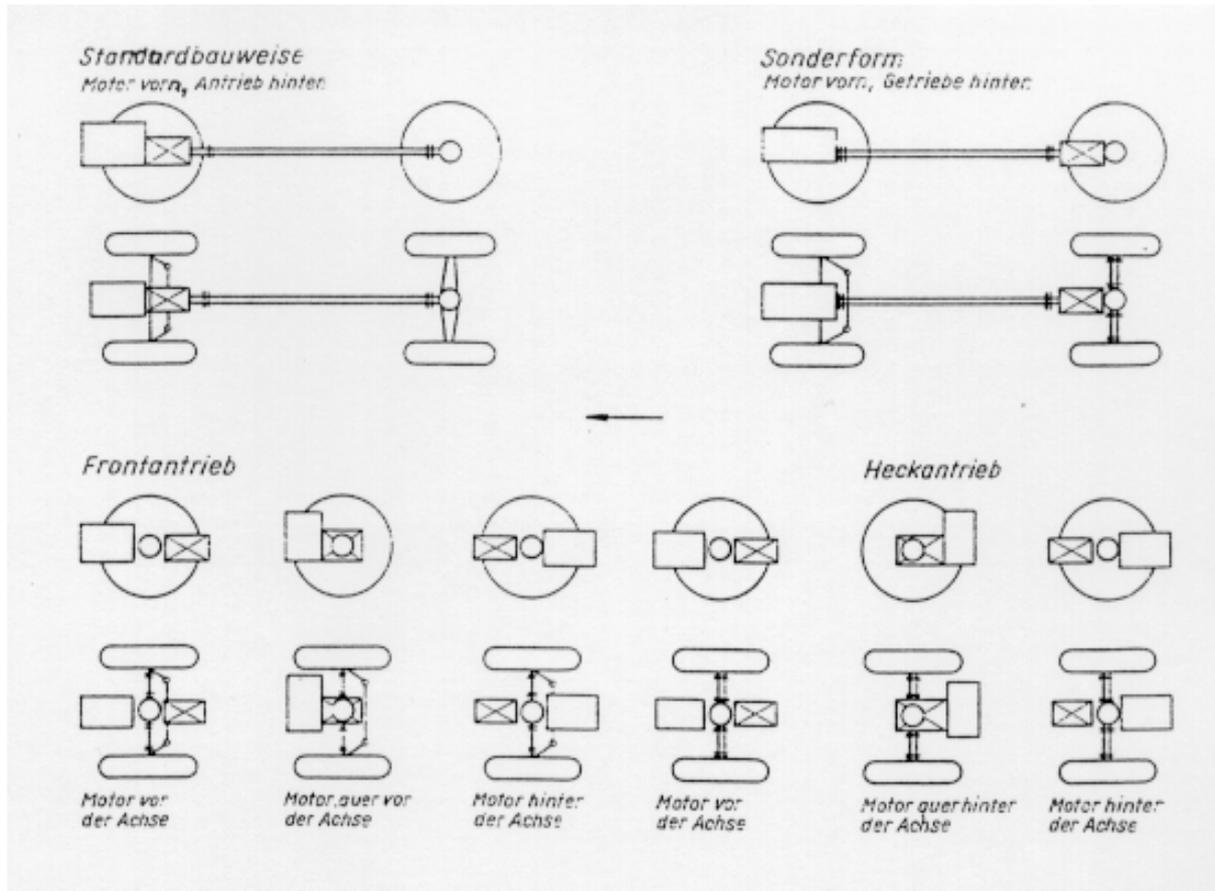


Bild 1: Möglichkeiten der Anordnung der Antriebsbaugruppen beim Pkw

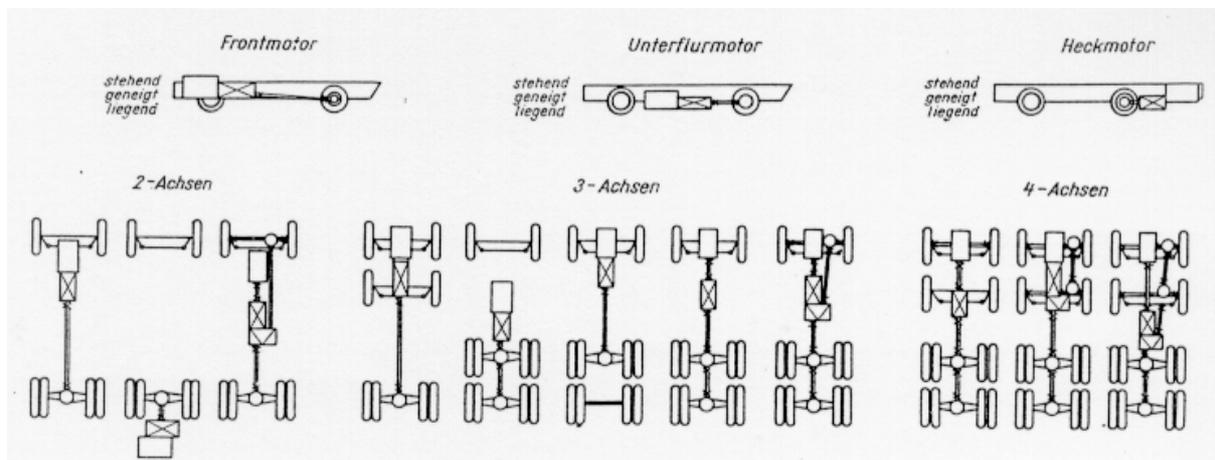


Bild 2: Möglichkeiten der Anordnung der Antriebsbaugruppen beim Nkw

Der Mehrachsantrieb wird erforderlich, wenn

- S bei größerer Tragfähigkeit eines LKW die Vorschriften über die Höchstachsdücke überschritten werden und
- S die Geländegängigkeit eines Kraftfahrzeuges erhöht werden soll. Durch den

Mehrachsantrieb wird die Bodenschlusskraft erhöht.

Der Mehrachsantrieb wird bei großen LKW und Omnibussen angewendet. Die Anordnung großer Doppelreifen vergrößert die Gesamtbreite des Fahrzeuges und ist daher oftmals für verschiedene Antriebskonzepte unzweckmäßig. Derartige Fahrzeuge haben heute durchweg zwei angetriebene Hinterachsen, während die Vorderachse nicht angetrieben ist. Der Antrieb der beiden Hinterachsen erfolgt entweder als Parallelantrieb (veraltet) oder Tandemantrieb.

Bei geländegängigen Kraftfahrzeugen und Sonderfahrzeugen (auch bei PKW) werden Vorder- und Hinterachsen gleichzeitig angetrieben (genannt Allradantrieb), wobei der Antrieb der Vorderachse zuschaltbar ist. Auch hier ist hinter dem Wechselgetriebe ein Verteilergetriebe angeordnet, das so ausgelegt werden kann, dass das Drehmoment des Motors entsprechend den Achslasten verteilt wird. Das Verteilergetriebe wird gleichzeitig auch als weiteres Schaltgetriebe ausgebildet, so dass die Anzahl der Gänge verdoppelt werden kann. Die Hinterachsen können auch bei Allradantrieb als Tandemantrieb ausgebildet sein.

1.2 Fahrwiderstand und Zugkraft

Der Bewegung von Fahrzeugen auf Straßen, Wegen und im Gelände wirkt ein Fahrwiderstand entgegen.

Dieser Fahrwiderstand ist im wesentlichen abhängig von

- der Fahrbahnbeschaffenheit (Straße, Gelände, Steigung, Gefälle, usw.),
- der Fahrgeschwindigkeit und deren Veränderung sowie von
- der Fahrwerkskonstruktion.

Er umfasst im einzelnen, wenn nur die Geradeausfahrt betrachtet wird, den

- Rollwiderstand,
- Steigungswiderstand,
- Luftwiderstand,
- Beschleunigungswiderstand,
- Triebwerkswiderstand,
- Zughakenwiderstand (bei Anhängerbetrieb).

Zur Überwindung des Fahrwiderstandes F_W ist eine gleich große, aber entgegengesetzt gerichtete Zugkraft F_Z an den Antriebsrädern erforderlich. Das Produkt von Zugkraft und wirksamen Halbmesser r_{dyn} (gleich Abstand Achsmittelpunkt - Fahrbahn) des Rades ergibt das erforderliche Drehmoment M_A an den Antriebsrädern (Bild 3). Dieses

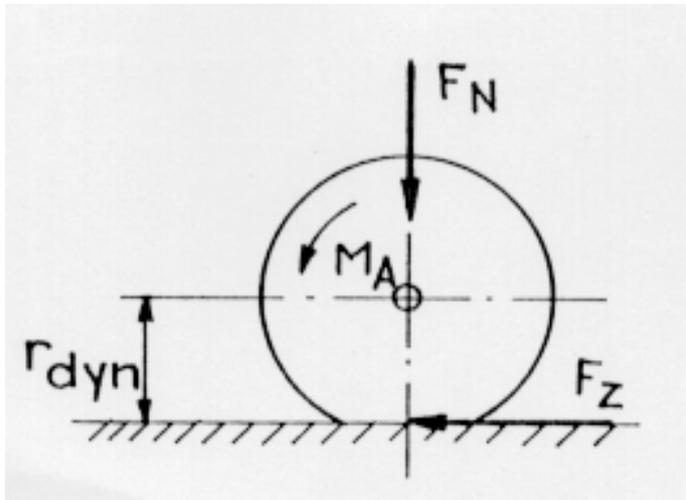


Bild 3: Beziehungen am Antriebsrad

Drehmoment muss durch die Antriebsmaschine aufgebracht werden. Der Fahrbetrieb erfordert außerdem, dass nicht nur bei hoher, sondern auch bei geringer Fahrgeschwindigkeit eine hohe Leistung an den Antriebsrädern zur Verfügung steht. Das bedeutet, dass über den gesamten Geschwindigkeitsbereich eine konstante Leistungsabgabe erfolgen muss.

Dieser Sachverhalt kommt durch die Beziehung

$$P_A = F_Z * v = M_A * n_A = \text{konstant}$$

In dieser Gleichung, die eine Hyperbel (Bild 4) beschreibt, bedeuten:

- P_A, M_A - Leistung bzw. Drehmoment an den Antriebsrädern;
- F_Z - Zugkraft;
- v - Fahrgeschwindigkeit;
- n_A - Drehzahl der Antriebsräder;

Bei Änderung der Fahrbedingungen (Steigungen, Gefälle, Straßen, Gelände) verhalten sich Zugkraft und Fahrgeschwindigkeit umgekehrt proportional.

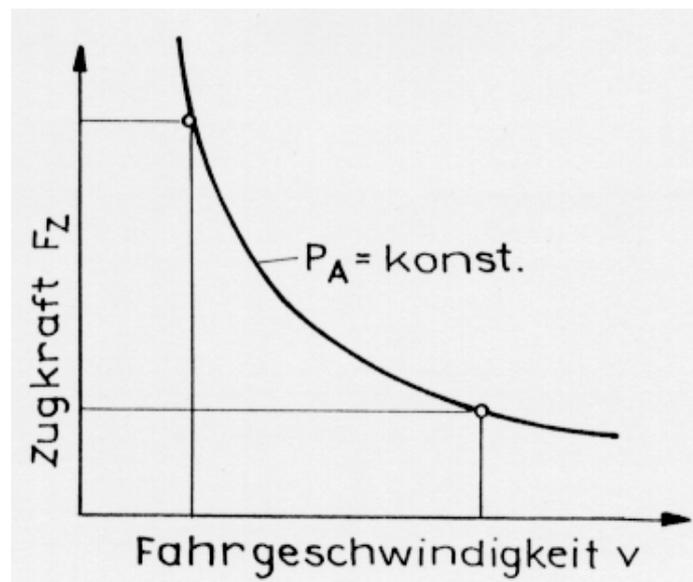


Bild 4: Gleichleistungshyperbel

1.3 Merkmale des Verbrennungsmotors

Bei Straßenfahrzeugen werden fast ausschließlich Verbrennungsmotoren als Antriebsmaschinen eingesetzt, deren Kennlinien Bild 5 zeigt. Trotz aller Vorzüge, die der Verbrennungsmotor aufweist, gibt er seine Leistung in einer Form ab, die den Bedingungen des Fahrbetriebes nicht entspricht. Im Gegensatz zu der Forderung, dass die

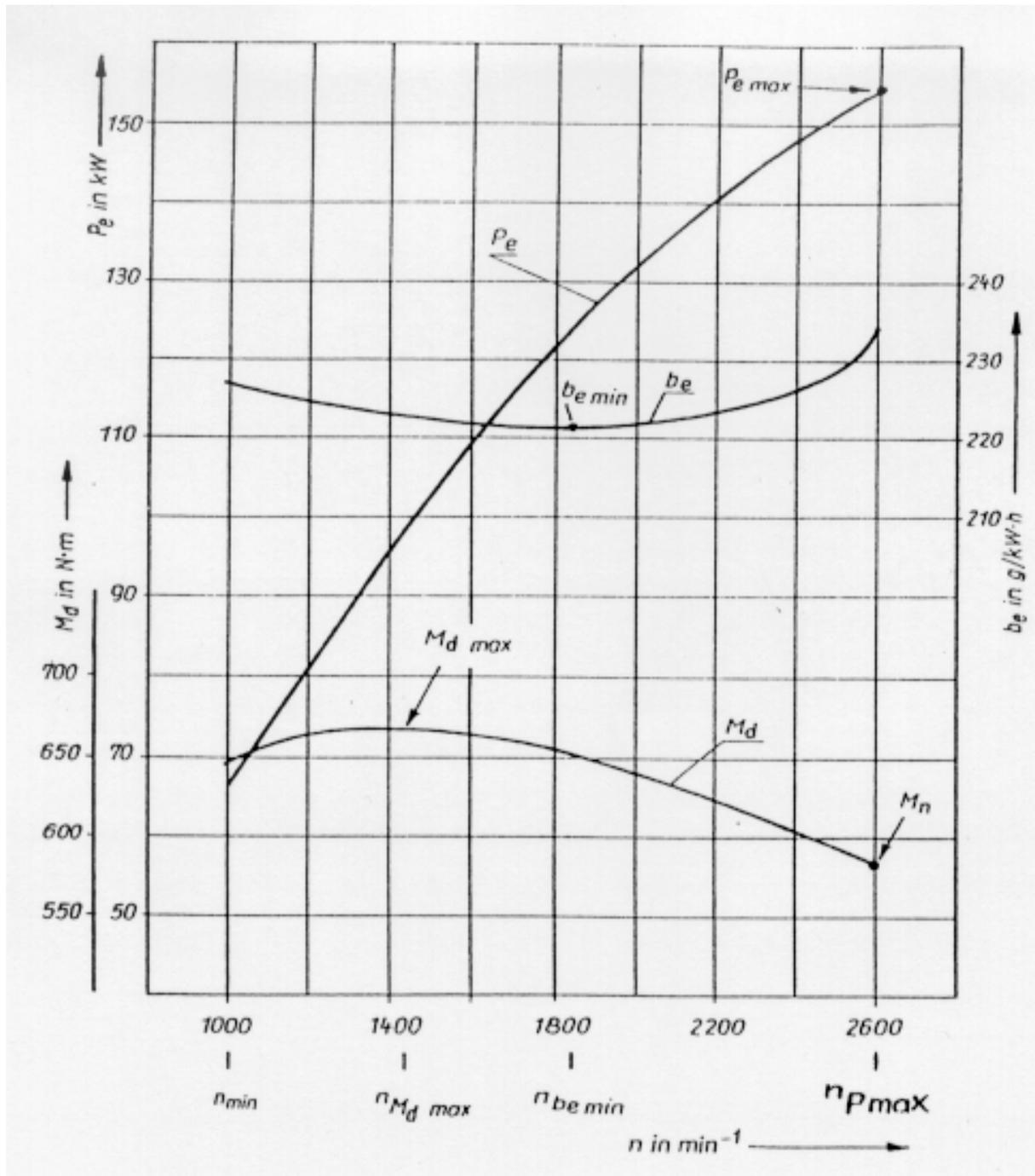


Bild 5: Allgemeine Kennlinien eines Verbrennungsmotors

Leistung über einen weiten Drehzahlbereich konstant sein soll, erreicht sie nur in einem kleinen Bereich, der nahe der Höchstdrehzahl liegt, ihren maximalen Wert und fällt zu den niedrigen Drehzahlen hin stark ab. Die Drehmomentabgabe erfolgt über dem gesamten Drehzahlbereich fast konstant und reicht von der Größe her für den Fahrbetrieb nicht aus. Es sei noch erwähnt, dass die Abgabe von Drehmoment und Leistung wegen des Verbrennungsablaufes erst ab einer bestimmten Drehzahl möglich ist und die Drehrichtung der Kurbelwelle nicht geändert werden kann.

Um den Fahrbedingungen gerecht werden zu können und eine hohe Wirtschaftlichkeit zu sichern, ist die Anpassung des Verbrennungsmotors an den Fahrbetrieb erforderlich. Diese Anpassungsfunktion übernimmt neben der reinen Übertragungsfunktion für die Leistung die Kraftübertragung.

1.4 Aufgaben der Kraftübertragung

Aus dem Kennfeld des Verbrennungsmotors ergeben sich für die Kraftübertragung folgende Aufgaben:

a) Überwindung der Drehzahllücke des Motors ($n=0$ bis $n=n_{\min}$) beim Anfahren

Diese Aufgabe muss eine Kupplung übernehmen, die in der Lage ist, bei unterschiedlicher Größe der An- (Motor-) und Abtriebsdrehzahlen eine kraftschlüssige Verbindung herzustellen zu können. Diese Kupplung muss synchron schaltbar sein.

b) Anpassung des Drehmomentes an den Fahrbetrieb

Die verschiedenen Fahrbedingungen verlangen unterschiedliche Zugkräfte. Im Sinne der Wirtschaftlichkeit wird volle Ausnutzung der Motorleistung ($P = \text{konstant}$) gefordert. Die Kraftübertragung muss daher Einrichtungen besitzen, die es gestatten, bei gleichbleibender Drehzahl des Motors das Drehmoment an den Antriebsrädern zu erhöhen und zu ändern. Die Veränderung des Drehmomentes muss während der Fahrt möglich sein. Die Drehmomentenelastizität

$$e_M = \frac{M_{dmax}}{M_n}$$

charakterisiert die Anpassungsfähigkeit des Verbrennungsmotors an die Belastung. Sie übersteigt gewöhnlich bei Ottomotoren nicht den Wert 1,5 und bei Dieselmotoren nicht 1,25. Das Verhältnis n_{pmax} / n_{Mdmax} wird als Drehzahlelastizität e_n bezeichnet. Aus den Angaben P_{max} , n_{pmax} , M_{dmax} und n_{Mdmax} kann die Volllastkennlinie im Hauptnutzungs-

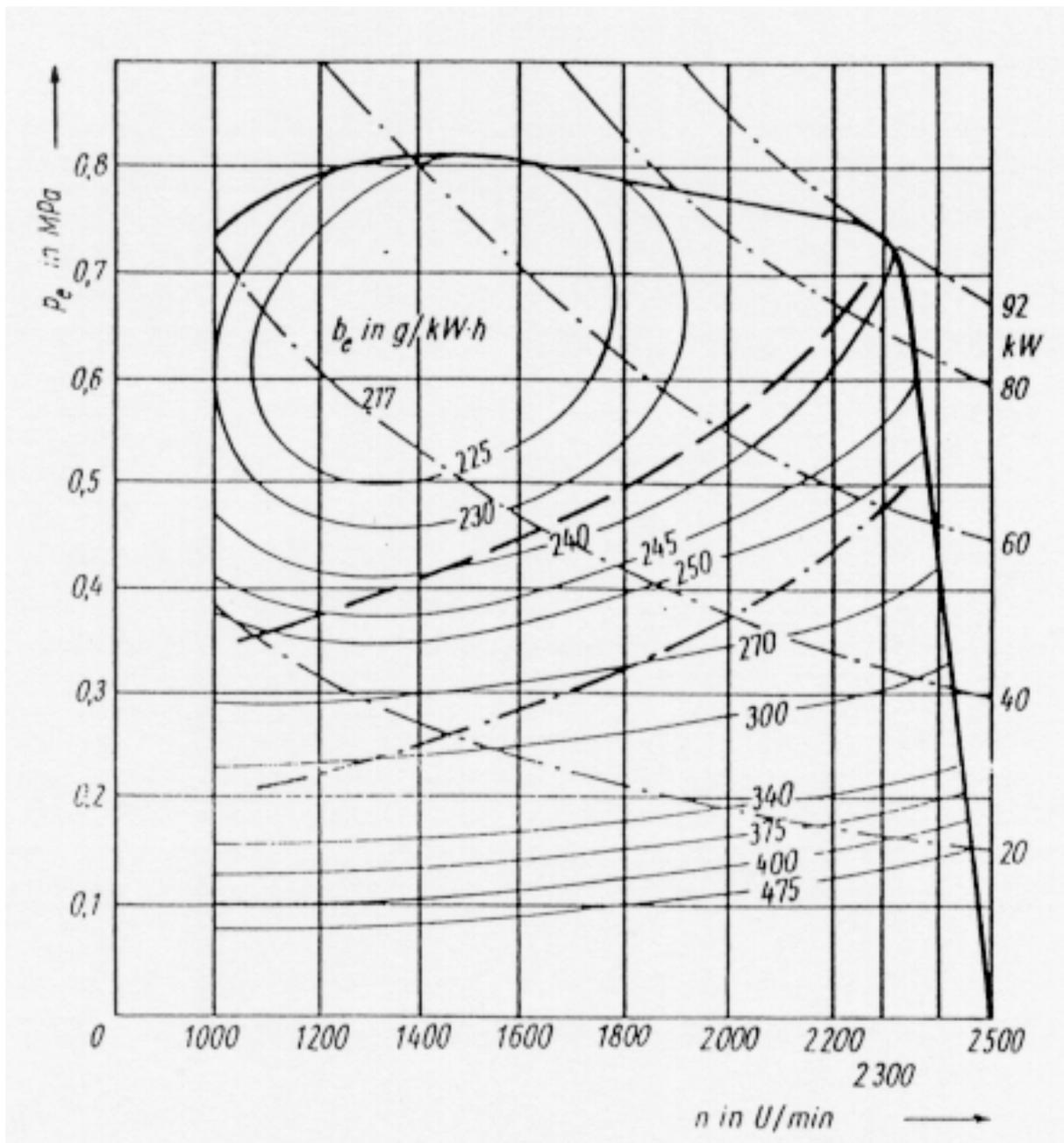


Bild 6: Kennfeld eines Dieselmotors (4VD 14,5/12 SRW)

bereich des Motors zwischen $n_{M_{dmax}}$ und n_{pmax} angenähert als Gerade dargestellt werden. Die gewöhnliche Krümmung ist vernachlässigbar.

Umfassende Angaben über das Betriebsverhalten des Verbrennungsmotors im Voll- und Teillastbereich können dem Motorenkennfeld entnommen werden (Bild 6).

Die Erhöhung und Veränderung des Drehmomentes bzw. der Zugkraft wird durch Getriebe (Wechsel-, Verteiler-, Achsgetriebe) mit veränderlichen und konstanten Übersetzungen erreicht. Es gilt:

<p>- Drehmoment an dem Antriebsrad</p>	$M_A = F_Z * r_{dyn}$
<p>- Motordrehmoment</p>	$M_d = \frac{\rho_e * V_H}{2 \pi * T_Z}$

Der Zusammenhang zwischen beiden Momenten im Fahrbetrieb ist über das Übersetzungsverhältnis i_T der Kraftübertragungsanlage gegeben.

$$i_T = \frac{M_A}{M_d * \eta_T} \quad ; \quad i_T = i_{WG} * i_{VG} * i_{AG}$$

- i_{WG} - Wechselgetriebe
- i_{VG} - Verteilergetriebe
- i_{AG} - Achsgetriebe
- η_T - Wirkungsgrad der Kräfteübertragung

Die Veränderung des Drehmoments bzw. der Zugkraft wird durch Getriebe mit veränderlichen und konstanten Übersetzungen erreicht.

c) Veränderung der Fahrgeschwindigkeit

Bestimmte Fahrbedingungen und Verkehrssituationen verlangen die Veränderung der Fahrgeschwindigkeit. Die Geschwindigkeit des Fahrzeuges mit mechanischen Triebwerken ist abhängig von der Winkelgeschwindigkeit ω_M des Antriebsmotors, von der Übersetzung i_T sowie vom Radius r_{dyn} des Antriebsrades (ohne Schlupf).

$$v = \omega_M * \frac{r_{dyn}}{i_T}$$

In einem bestimmten Bereich kann die Fahrgeschwindigkeit durch die Veränderung der Kraftstoffzufuhr zum Verbrennungsraum des Motors geregelt werden. Die unter Punkt b) formulierte Drehzahlelastizität beträgt allgemein $e_n \approx 1,6$ und reicht zur Änderung der Geschwindigkeit nicht aus. Es müssen die bekannten Einrichtungen der Drehmomentenumwandlung mit zur Veränderung der Drehzahl herangezogen werden. Zwischen Drehmomenten- und Drehzahlwandlung besteht ein funktioneller Zusammenhang, der von der Art der Energieübertragung abhängig ist. In der mechanischen Kraftübertragung z.B. verhalten sich Drehmoment und Drehzahl allgemein wie folgt:

$$\frac{M_1}{M_2} = \frac{n_2}{n_1} \quad \text{oder anders ausgedrückt} \quad \frac{v_{max}}{v_{min}} = e_n * \frac{M_{A_{max}}}{M_{A_{min}}}$$

d) Gewährleistung der Rückwärtsfahrt

Diese Aufgabe wird durch das mechanische Wechselgetriebe erfüllt. In diesem Getriebe ist ein besonderes Rücklaufzahnrad eingebaut, das bei seiner Einlegung (Rückwärtsgang) die Drehrichtung der Antriebswelle und damit die der Antriebsräder umkehrt.

1.5 Einteilung der Kraftübertragung

Nach der Art der Energieübertragung unterscheidet man

- mechanische
- hydromechanische und
- elektromechanische

Kraftübertragungen.

Die *mechanische* Kraftübertragung ist am weitesten verbreitet.

Die *hydraulische* Kraftübertragung kann auf der Basis der Strömungs- oder der Druckenergie der Flüssigkeit erfolgen. Im ersten Fall spricht man von der *hydromecha-*

nischen und im zweiten Fall von der *hydrostatischen* Kraftübertragung.

Da die *hydrodynamische* Kraftübertragung in Fahrzeugen unter den hydraulischen Anlagen den dominierenden Platz einnimmt und die Drehmoment- und Drehzahlwandlung ohne zusätzliche mechanische Getriebe nicht möglich ist, wird diese als hydro-mechanische Kraftübertragung bezeichnet.

Die *elektromechanische* Kraftübertragung besteht im allgemeinen aus einem Generator, der mit dem Verbrennungsmotor gekoppelt ist, und aus Fahrmotoren, die an den Antriebsrädern angeordnet sind. Diese Art der Kraftübertragung baut schwerer und findet vorrangig bei Sonderfahrzeugen Anwendung.

2.0 Mechanische Kraftübertragung

2.1 Allgemeiner Aufbau

Die Kraftübertragung von Kraftfahrzeugen (Standardantrieb Bild 7) besteht aus:

- der Kupplung;
- dem Wechselgetriebe;
- dem Verteilergetriebe;
- den Achsantrieben;
- den Differentialen und
- den Gelenkwellen.

Der allgemeine Aufbau der mechanischen Kraftübertragung von Gleiskettenfahrzeugen (Baumaschinen, Raupen, Bagger) zeigt Bild 8. Im Gegensatz zu Radfahrzeugen ist bei Gleiskettenfahrzeugen die Lenkung

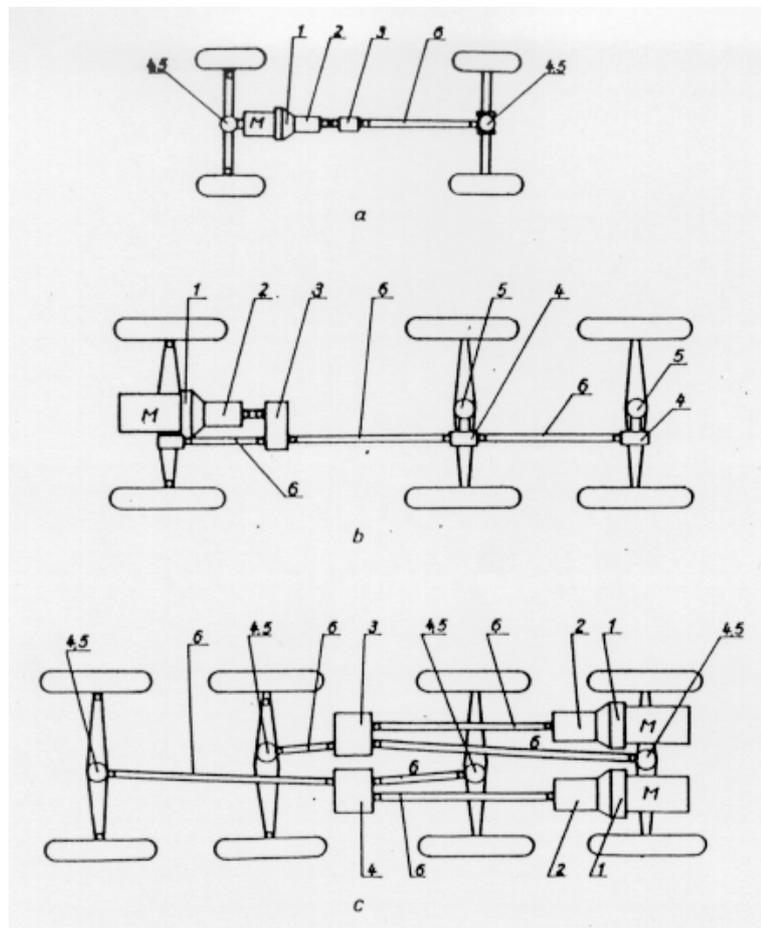


Bild 7:

Anordnung der Baugruppen der mechanischen Kraftübertragung verschiedener Typen von Kraftfahrzeugen

1 Kupplung, 2 Wechselgetriebe, 3 Verteilergetriebe, 4 Achsgetriebe, 5 Differential, 6 Gelenkwellen, M Motor

Bestandteil der Kraftübertragung. In der Regel besteht die mechanische Kraftübertragung des Gleiskettenfahrzeuges aus folgenden Baugruppen:

- Hauptkupplung;
- Wechselgetriebe;
- Lenkvorrichtung und
- Seitenvorgelege.

Ist der Motor quer zum Fahrzeug eingebaut, so ist zusätzlich ein Zwischengetriebe erforderlich.

Die mechanischen Kraftübertragungen haben allgemein folgende Vorzüge:

- höherer Wirkungsgrad (Bild9);
- kleinere Abmessungen;
- zuverlässige Funktion;
- relative Einfachheit bei der Herstellung und Nutzung.

Neben diesen Vorzügen haben die mechanischen Kraftübertragungen auch Mängel. Die abgestufte Veränderung der Zugkräfte an den Rädern und der Zeitverlust beim Schalten der Gänge führt zu einer

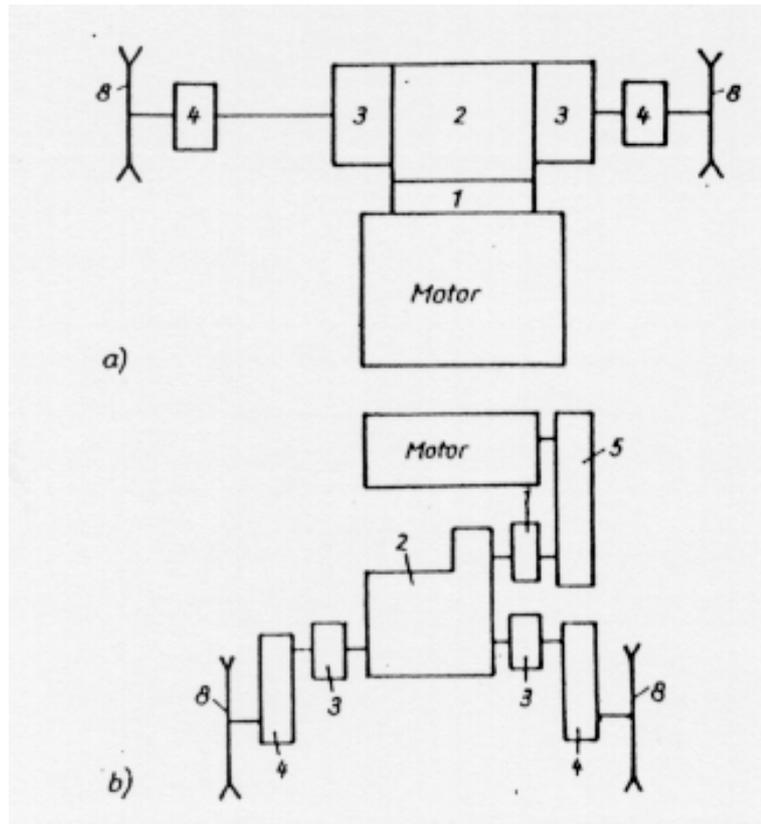


Bild 8: Anordnung der Baugruppen der mechanischen Kraftübertragung von Gleiskettenfahrzeugen

- a) Motor längs eingebaut
 b) Motor quer eingebaut
 1 Hauptkupplung, 2 Wechselgetriebe, 3 Lenkvorrichtung, 4 Seitenvorgelege, 5 Zwischengetriebe

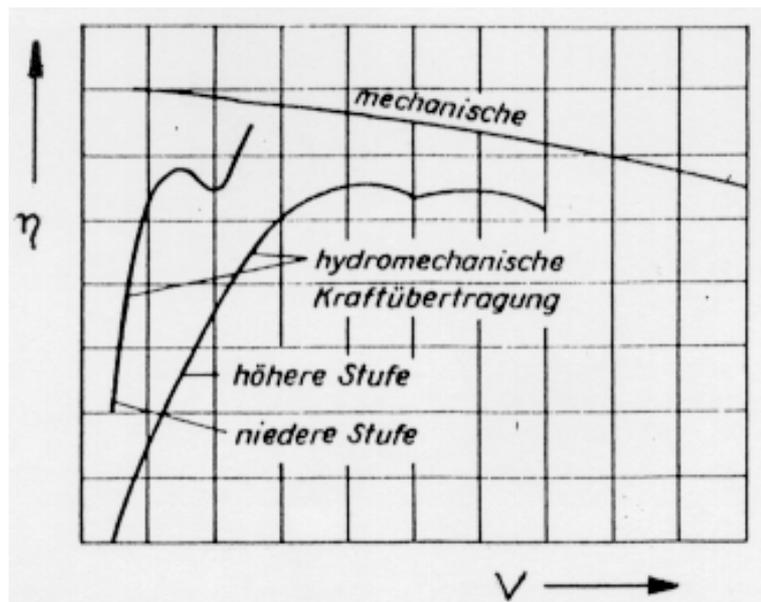
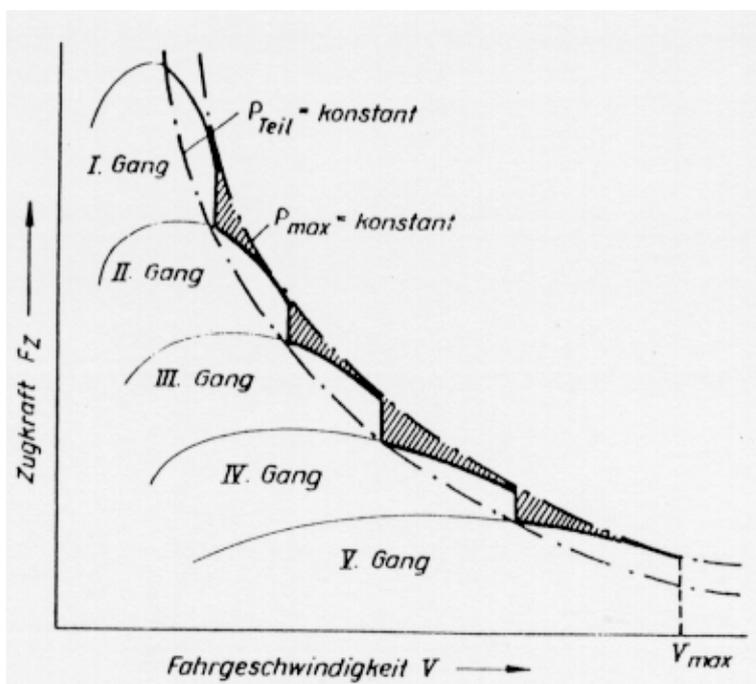


Bild 9: Wirkungsgrad-Vergleichskurven

unvollständigen Ausnutzung der Motorleistung und Verringerung der mittleren Fahrgeschwindigkeit des Fahrzeugs.

Die unvollständige Leistungsausnutzung kommt durch die schraffierten Dreiecke im Zugkraftdiagramm (Bild 10) zum Ausdruck. Die Zugkraft verläuft beim Hochschalten nicht entlang der Hyperbel $P_{max} = \text{konstant}$, sondern sie wird durch die starke Linie angegeben. Der Verlauf pendelt zwischen maximaler und Teilleistung. Durch die ständige Veränderung des Lastzustandes ergeben sich ungünstigere Arbeitsbedingungen für den Motor, was im Gegensatz zu den anderen Kraftübertragungsarten zu einer Verminderung der Lebensdauer von Motor und Kraftübertragung führt.

Das Fahren eines Fahrzeuges mit einer gewöhnlichen mechanischen Kraftübertragung



verlangt vom Fahrer ständige Aufmerksamkeit und hohes Können beim Schalten der Gänge. Je größer die Masse des Fahrzeuges, desto schwerer wird seine Bedienung, besonders wenn Servoeinrichtungen fehlen. Die Weiterentwicklung und Vervollständigung der mechanischen Kraftübertragungen laufen darauf hinaus, diese Mängel auszuschalten oder herabzumindern.

Bild 10: Zugkraftdiagramm

2.2 Verluste der Kraftübertragung

In der Kraftübertragung entstehen bei der Drehmomentübertragung und -wandlung Reibungsverluste in mechanischen Bauelementen (Zahnradpaaren, Lagern, Gelenken) sowie hydraulische Verluste in ölführenden Gehäusen und hydraulischen Kraftübertragungen. Sie müssen in der Bilanzierung als innere Leistungen berücksichtigt werden. Dagegen werden Verluste, die zeitweilig in Reibkupplungen auftreten nicht berücksichtigt.

Der Bestimmung der Verluste in mechanischen Kraftübertragungen ist eine große Anzahl von Arbeiten gewidmet worden. Es ist möglich, die Verluste aus einem drehmoment- und einem geschwindigkeitsabhängigen Anteil zusammensetzen.

Im stationären Betrieb (konstante Drehzahl und Belastung) lassen sie sich relativ genau bestimmen.

Für die Berechnung der Verluste im Wälzpunkt eines Zahnradpaares kann die folgende empirische Gleichung angegeben werden.

$$P_v = a * m * v_p^k + \beta P_p$$

P_v - Verlustleistung im Wälzpunkt in kW

m - Modul der Verzahnung in mm

v_p - relative Umfangsgeschwindigkeit in m/s

P_p - relative Leistung im Wälzpunkt in kW

a, β, k - empirische Größen

z.B. Stirnradpaare: $a = 0,0035, \beta = 0,007$

Kegelradpaare: $a = 0,0035, \beta = 0,014$

Getriebe mit Schleuderschmierung: $k = 1,7$

Getriebe mit Tropfschmierung: $k = 1,5$

Für den Fahrbetrieb ist jedoch ein ständiger Wechsel der Betriebszustände typisch. Deshalb ist es üblich, die Verluste drehmomentproportional anzunehmen und durch einen Wirkungsgrad der Kraftübertragung η_T auszudrücken. η_T wird als Produkt der Wirkungsgrade aller Baugruppen, durch die der Kraftfluss verläuft, gefunden.

$$\eta_T = \eta_{WG} * \eta_{VG} * \dots * \eta_{AG}$$

Seine Bestimmung als Produkt der Wirkungsgrade aller hintereinander geschalteten Zahnradwälzpunkte, Wellenlagerungen, Gelenke u.a. ist ebenfalls möglich. Hierbei werden folgende Richtwerte zugrunde gelegt:

Wechselgetriebe	0,94 ... 0,97
im direkten Gang	0,99
Verteilergetriebe	0,95 ... 0,98

Achsgetriebe	0,93 ... 0,95
Seiten- und Radvorgelege	0,97 ... 0,98
Gelenkwellen	0,97 ... 0,98
Stirnradpaar, geradeverzahnt	0,98
Stirnradpaar, schrägverzahnt	0,97
Kegelradpaar	0,94 ... 0,95
Hypoidradpaar	0,92 ... 0,94
je Wellenlagerung	0,99 ... 0,995

Insgesamt ergibt sich:

für hinterachsgetriebene Kfz	0,87 ... 0,90
für allradgetriebene Kfz	0,78 ... 0,85

Die Verluste in hydraulischen Triebwerksbaugruppen können aus den Kennfeldern der verwendeten hydrostatischen bzw. Strömungsmaschinen entnommen werden. Häufig liegen die Angaben in Form von Wirkungsgraden vor. Somit gilt hier für die Leistung, die an den Antriebsrädern verfügbar ist:

$$P_A = P_e * \eta_T \quad \eta_T = \eta_{mech} * \eta_h$$

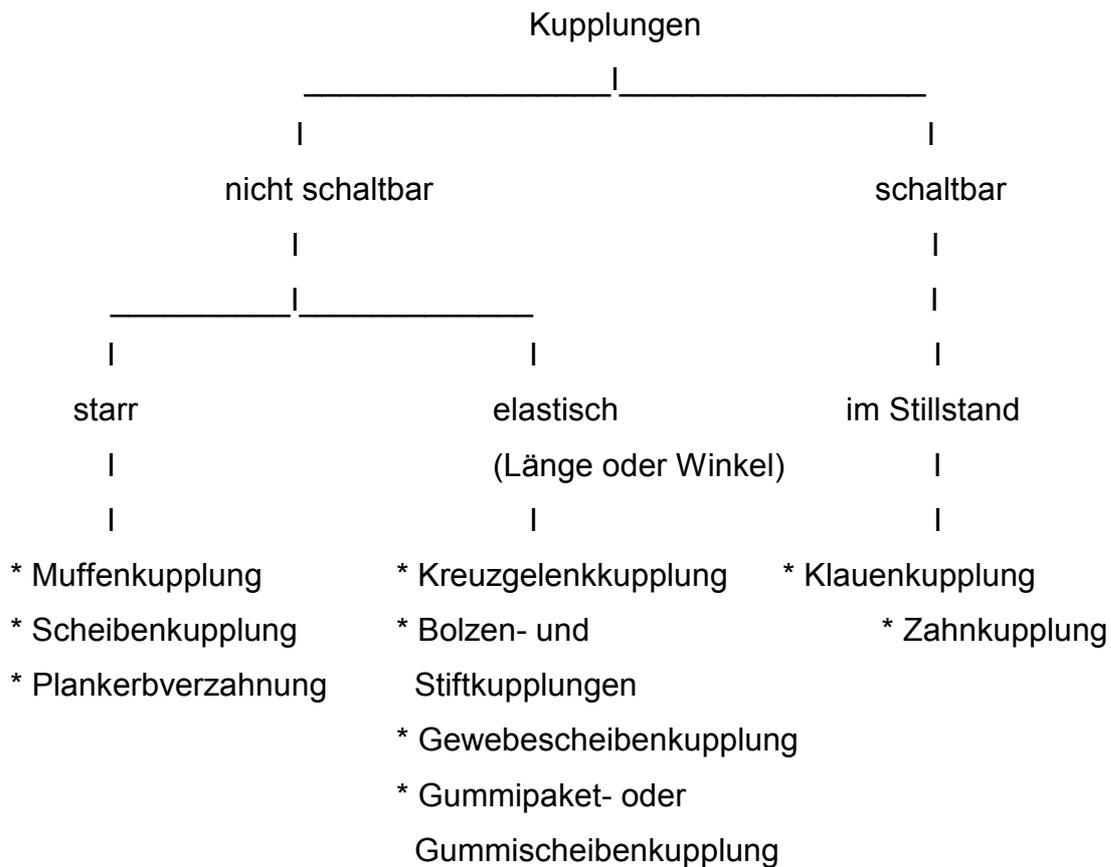
2.3 Kupplungen

Kupplungen sind Maschinenelemente, die zur Übertragung von Drehmomenten zwischen fluchtenden oder nahezu fluchtenden Wellen dienen. Es gibt eine Vielzahl verschiedener Kupplungsarten, die auf den jeweiligen Verwendungszweck zugeschnitten sind. In diesem Kapitel werden hauptsächlich diejenigen Kupplungen beschrieben, die in das Kraftübertragungssystem von Kraftfahrzeugen zum Zweck der vollkommenen oder nahezu vollkommenen Unterbrechung des Kraftflusses sowie als Anfahrglied zwischen Motor und Getriebe eingebaut sind. Im allgemeinen unterscheiden wir formschlüssige und kraftschlüssige Kupplungen.

2.3.1 Formschlüssige Kupplungen

In Tafel 1 sind die Ausführungsformen der formschlüssigen Kupplungen überblicksmäßig dargestellt. Sie werden nicht gesondert beschrieben.

Tafel 1: Einteilung der formschlüssigen Kupplungen



2.3.2 Kraftschlüssige Kupplungen

Die Kupplung eines Kraftfahrzeuges ist ein schaltbares und leistungsübertragendes Bauteil zwischen Motor und Getriebe, das folgende Aufgaben zu erfüllen hat:

- den Motor vom Wechselgetriebe beim Anlassen des Motors und beim Schalten der Gänge zu trennen;
- das Motordrehmoment allmählich auf die getriebenen Räder beim Anfahren und

- nach dem Schalten der Gänge zu übertragen;
- den Motor und die Kraftübertragungsteile vor plötzlicher Überbelastung und Stoßbeanspruchung zu schützen.

Die Kupplung befindet sich bei Kraftfahrzeugen fast ausschließlich zwischen dem Motor und dem Getriebe im Kupplungsgehäuse, das an das Kurbelgehäuse des Motors angeflanscht ist. Es kommen meist Ein- oder Zweischeibenkupplungen zur Anwendung.

In Tafel 2 sind die im Fahrzeugbau üblichen Kupplungen zusammenfassend dargestellt.

Tafel 2: Kfz - typische Kupplungen

Reibscheibenkupplung	Strömungskupplung	Magnetpulverkupplung
Ausführung	Art	Erzeugung der Anpresskraft
Betätigung		
* Einscheiben- kupplung	* Trocken- kupplung	* Randfeder (Schraubenfeder)
* Mehrscheiben- kupplung	* Öllauf- kupplung	* Zentralfeder (Schraubenfeder, Tellerfeder)
		* Fliehkraft
		* Fliehkraft und Feder- kraft kombiniert
		* Elektromagnet
		* mechanisch
		* hydraulisch
		* pneumatisch
		* hydropneumatisch
		* elektrisch

Die mechanischen Kupplungen werden ausschließlich als Reibungskupplungen ausgeführt.

- Reibungskupplungen

Reibungskupplungen übertragen ein eingeleitetes Drehmoment durch Kraftschluss, indem Reibflächen aneinander gepresst werden. Man kann sie stark vereinfacht als zwei Scheiben ansehen, die aneinander gepresst werden können. Durch die entstehende Reibung beim aneinander Pressen wird das Drehmoment übertragen. Beim Lösen der Scheiben wird die Übertragung unterbrochen.

Zur Ableitung der Grundlagen für die Berechnung der Leistungsübertragung muss zunächst der Drehzahlverlauf während des Anfahrvorganges betrachtet werden (Bild 11). Es wird vorausgesetzt, dass während der Kupplungszeit t_K das Motormoment gleich bleibt. Die charakteristischen Zeitpunkte sind A, B, C (Bild 11). In der Zeitspanne t_R (A-B) rutscht die Kupplung, und es ist $n_1 > n_2$. Das Moment der schleifenden Kupplung wirkt auf den Motor drehzahldrückend und auf das Fahrzeug beschleunigend. Die gleichförmige Verzögerung der Kurbelwelle und die gleichförmige Beschleunigung der Getriebeeingangswelle bleiben bis zum Gleichlauf der Wellen 1 und 2 (Zeitpunkt B) bestehen. Der Rutschvorgang der Kupplung ist im Zeitpunkt B beendet. Durch das Motormoment wird das Fahrzeug bis zur Drehzahl n_1 beschleunigt (Zeitpunkt C).

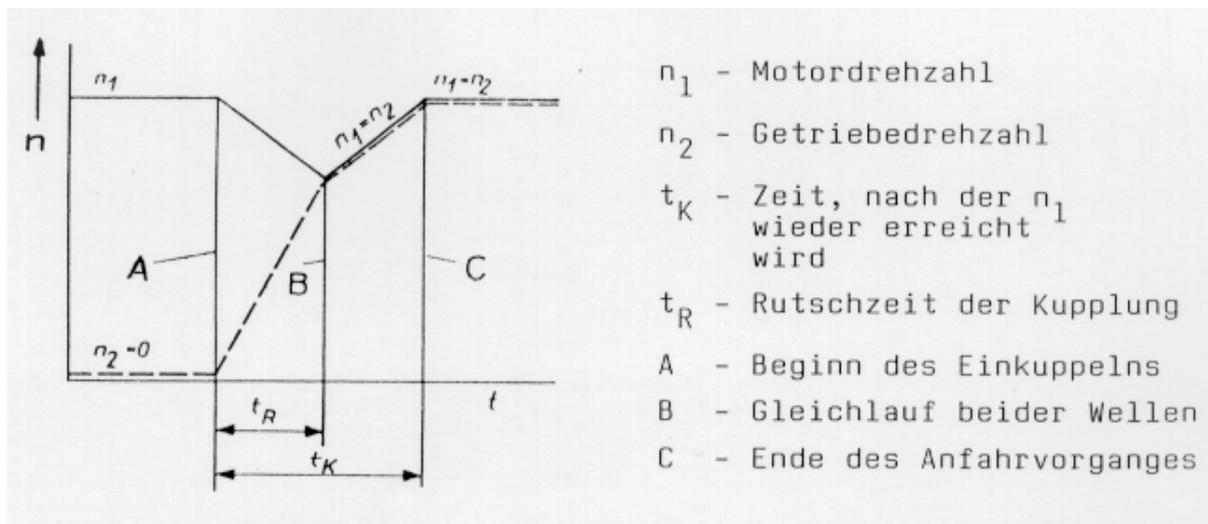


Bild 11: Normaler Anfahrvorgang eines Kraftfahrzeuges

Bild 12 zeigt das Prinzipbild einer Kupplung. Werden die Scheiben mit der Kraft F aneinander gepresst, so entsteht am Umfang der Scheiben in Verbindung mit dem Haftreibungskoeffizienten (auch Gleitreibungskoeffizient) der Kupplungsscheiben eine Reibkraft F_R , die in der Lage ist, das vom Motor eingeleitete Drehmoment zu über-

tragen. Die Reibkraft kann wie folgt ermittelt werden:

$$F_R = F * \mu_R$$

- F_R - Reibkraft;
- F - Anpresskraft;
- μ_R - Haftreibungskoeffizient

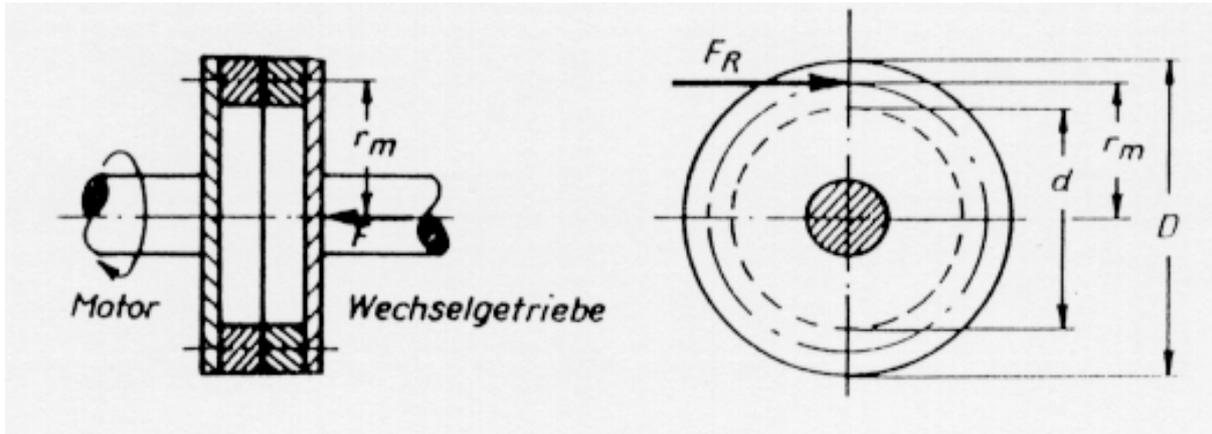


Bild 12: Prinzipskizze einer Kupplung

Der Haftreibungskoeffizient μ_R für die Reibpaarung Kupplungsbelag - Stahl beträgt

- $\mu_R = 0,25 \dots 0,3$ bei trockener Paarung und
- $\mu_R = 0,08 \dots 0,15$ bei verölter Paarung.

Während der Zeit, in der die Kupplung rutscht, geht ein Teil der vom Motor gelieferten Arbeit als Reibungswärme verloren. Das übertragene Drehmoment ist dabei:

$$M_d = F_R * r_m$$

$$M_d = F * \mu_R * r_m$$

- M_d - Motordrehmoment;
- r_m - mittlerer Radius der Kupplungsreibflächen

Beim Kraftfahrzeug muss die Kupplung so ausgelegt sein, dass neben dem erforderlichen Nutzdrehmoment (Nutzarbeit) zur Überwindung aller Fahrwiderstände (z.B. Steigungs-, Roll-, Getriebe- und Luftwiderstand) auch das notwendige Beschleunigungsmoment (Beschleunigungsarbeit) zur Beschleunigung ruhender bzw. rotierender

Massen übertragen wird.

Das übertragbare Gesamtkupplungsmoment bei nicht rutschender Kupplung ergibt sich zu

$$M_K = M_d + M_{dB}$$

$$M_K = F * \mu_R * r_m + \frac{I}{2} \omega^2$$

- I - Massenträgheitsmoment der rotierenden Massen
- ω - Winkelgeschwindigkeit der rotierenden Massen

Da die Ermittlung der zu beschleunigenden Massen sehr aufwendig ist, werden Kraftfahrzeugkupplungen vielfach so ausgelegt, dass sie bei Normalfahrzeugen ungefähr das doppelte Motordrehmoment übertragen können.

$M_K = \beta * M_d$	$\beta = 1.2 \dots 1.75$	für PKW
	$\beta = 1.5 \dots 2.2$	für NKW
	$\beta = 1.8 \dots 3.0$	für Gelände - Kfz

Aus den bisherigen Ableitungen ist ersichtlich, dass für die Berechnung der Kupplung die Angabe der Nutzleistung bzw. des Nutzmomentes nicht genügt, da gleichzeitig noch das Beschleunigungsmoment von der Kupplung übertragen werden muss. Das Beschleunigungsmoment wird um so größer, je kleiner die Kupplung t_k sein soll.

Durch das Rutschen der Kupplung kommen weitere Faktoren hinzu, die bei der Berechnung der Kupplung berücksichtigt werden müssen. Es sind dies die durch die relative Gleitgeschwindigkeit verursachte Erwärmung und der Verschleiß der Reibflächen.

Die Temperaturerhöhung ΔT der Kupplungselemente während des Rutschvorganges (Schaltvorganges) ergibt sich zu

$$\Delta T = \frac{F * \mu_R * r_m * (\omega_1 - \omega_2) * t_R}{c * m}$$

- c - spezifische Wärmekapazität
- m - Masse der erwärmten Teile
- t_R - Rutschzeit der Kupplung

Beim Übersteigen des Kupplungsmoments M_K beginnt die Kupplung zu rutschen und anstelle der Haftreibung tritt die wesentlich geringere Gleitreibung an den Kupplungs-scheiben ein.

- Einscheibentrockenkupplung

Der prinzipielle Aufbau einer mechanischen Kupplung ist aus Bild 13 ersichtlich. An der mit der Kurbelwelle des Motors starr verbundenen Schwungscheibe 1 ist die Abschlussplatte 2 befestigt. In der Abschlussplatte greifen die Ausrückbolzen 3 ein, die in axialer Richtung verschiebbar angeordnet sind und bei der Drehbewegung mitgenommen werden. Mit den Ausrückbolzen ist die Druckplatte 5 starr verbunden. Druckplatte und Ausrückbolzen werden durch die zwischen Druckplatte und Abschlussplatte liegenden vorgespannten Kupplungsfedern 4 so weit nach links gedrückt, bis ein Widerstand auftritt. Die bisher betrachteten Teile werden als treibende Kupplungsteile bezeichnet, weil sie unmittelbar mit der Schwungscheibe verbunden sind und stets mit ihr gemeinsam rotieren.

Die Kraftübertragung geschieht dadurch, dass die Druckplatte, die auf der Kupplungswelle 8 mittels Keilprofil gelagerte und axial verschiebbare Kupplungsscheibe 7 mit ihren fest angebrachten Belägen 6, an die Schwungscheibe drückt. Die dabei entstehende Reibkraft ist abhängig von der vorhandenen Federkraft und dem Reibwert zwischen den Belägen und den Metallreibflächen. Die Kupplungsscheibe mit ihren Belägen und die Kupplungswelle, die einmal in der Schwungscheibe und zum anderen im Getriebegehäuse in einem Gleit- oder Wälzlager gelagert ist, werden als getriebene Kupplungsteile bezeichnet.

Zur Unterbrechung der Kraftübertragung, d.h. zum Auskuppeln oder zum Einkuppeln dient die Ausrückvorrichtung. Beim Auskuppeln wird die Druckplatte mit den Ausrückbolzen nach Überwindung der Federkraft von der Schwungscheibe weggezogen. Dadurch entsteht zwischen der Schwungscheibe, Kupplungsscheibe und Druckplatte

ein Abstand, was eine Unterbrechung des Kraftflusses vom Motor zum Getriebe zur Folge hat. Das Bewegen der Druckplatte erfolgt durch die auf der Abschlussplatte gelagerten Ausrückhebel 9. Der Druckring 10 wird beim Betätigen des Kupplungspedals 15 infolge der Kraftübertragung über das Kupplungsgestänge 14 und die Ausrückgabel 12 durch das Ausrücklager 11 nach links bewegt. Durch die auftretende Hebelwirkung der Ausrückhebel wird die Reibung zwischen Schwungscheibe, Kupplungsscheibe und der Druckplatte aufgehoben. Infolge dessen können sich die treibenden Kupplungsteile mit der Drehzahl der Kurbelwelle des Motors weiterdrehen, während die getriebenen Kupplungsteile ihre Drehzahl bis zum Stillstand verringern. Das zwischen Ausrückhebel und Druckring bestehende Spiel S muss stets bei der Kupplung vorhanden sein, wenn die Kupplung einwandfrei arbeiten soll. Bei einem spielfreien aneinander Liegen des Druckringes und der Ausrückhebel

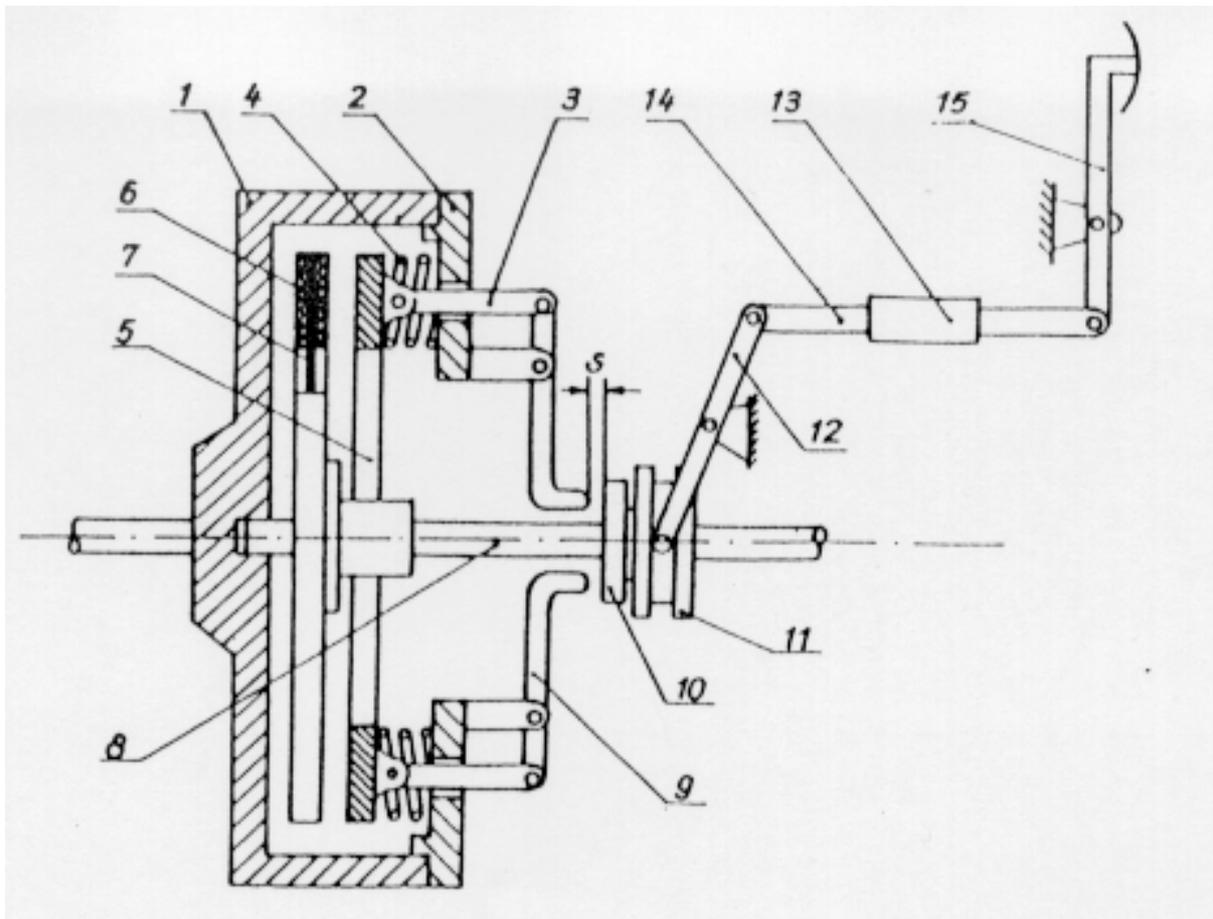


Bild 13: Einscheiben-Trockenkupplung

1 Schwungscheibe, 2 Abschlussplatte, 3 Ausrückbolzen, 4 Kupplungsfedern, 5 Druckplatte, 6 Belag, 7 Kupplungsscheibe, 8 Kupplungswelle, 9 Ausrückhebel, 10 Druckring, 11 Ausrücklager, 12 Ausrückgabel, 13 Einstellmuffe, 14 Kupplungsgestänge, 15 Kupplungspedal

könnten die Kupplungsfedern die Druckplatte nicht mehr einwandfrei gegen die Kuppelungsscheibe drücken, dies würde zum Rutschen der Kupplung führen.

Durch die fortschreitende Abnutzung der Beläge, die objektiv gegeben ist, verkleinert sich das Spiel S in der Ausrückvorrichtung. Es muss demzufolge in der Kupplung eine Möglichkeit zur Wiederherstellung des Spiels vorgesehen werden. In Bild 13 dient dazu die Einstellmuffe 13, womit man durch Verkürzen bzw. Verlängern des Kupplungsgestänges das Spiel zwischen dem Druckring und den Ausrückhebeln verändern kann. Infolge des einfachen Aufbaus und der damit verbundenen preisgünstigen Fertigung wird die Einscheibentrockenkupplung im Kraftfahrzeugbau häufig verwendet.

- Membranfederkupplung - Tellerfederkupplung -

Bild 14 zeigt eine moderne Membranfederkupplung, wie sie in Personenkraftwagen und zum Teil in Nutzfahrzeugen Verwendung findet.

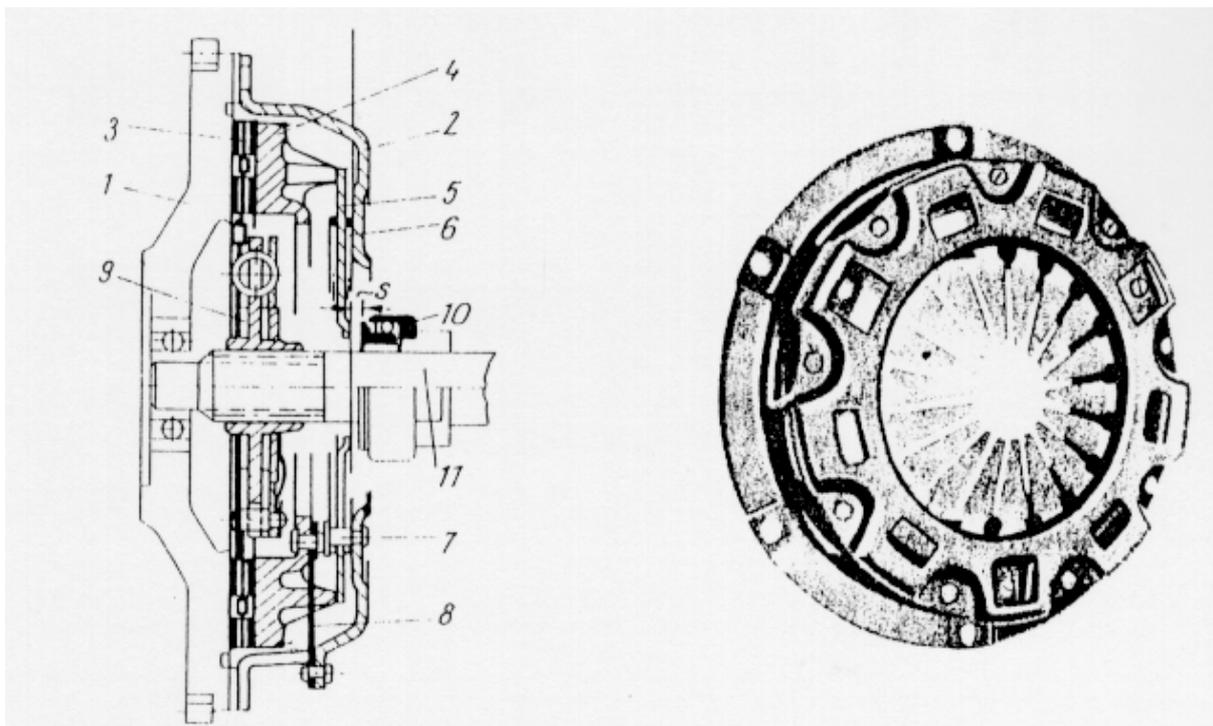


Bild 14: Tellerfederkupplung

1 Schwingscheibe, 2 Gehäuse, 3 Kuppelungsscheibe, 4 Druckplatte, 5 Tellerfeder (übernimmt gleichzeitig die Funktion der Ausrückhebel), 6 Stahldrahtring, 7 Niet zur Zentrierung der Tellerfeder und der Stahldrahtringe, 8 Blattfeder zur Zentrierung der Druckplatte, 9 Schwingungsdämpfer, 10 Kugellagerausrücker, 11 Getriebeantriebswelle, S Kupplungsspiel

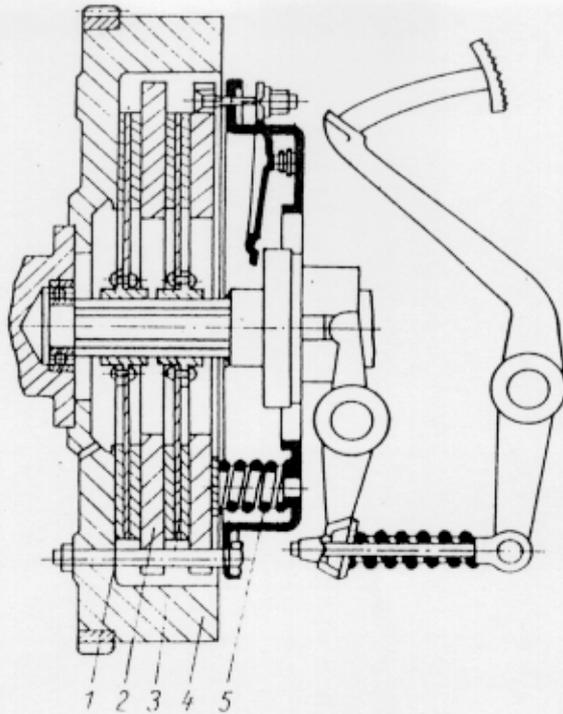
Die Belaglamelle 3 ist mit der Getriebeantriebswelle 11 verbunden. Die Tellerfeder 5 stützt sich über den Stahldrahtring 6 am Gehäuse 2 ab und drückt mit ihrem äußeren Durchmesser auf die mittels mehrerer Blattfedern 8 im Gehäuse 2 zentrierte Druckplatte 4. Die Kupplungsscheibe 3 presst sich dadurch gegen die Schwungscheibe 1. Das Motormoment wird somit über die Kupplung zur Getriebeantriebswelle weitergeleitet. Die Unterbrechung des Kraftflusses zwischen Motor und Getriebe geschieht, indem durch den Kupplungsfußhebel und die Ausrückgabel der Kugellagerausrücker 10, nach Überwindung des Kupplungsspiels S, gegen die Tellerfeder 5 gedrückt und damit die Anpresskraft an der Druckplatte 4 aufgehoben wird. Es ist ausgekuppelt. Lässt man den Kupplungsfußhebel langsam zurück, presst die Tellerfeder 5 die Druckplatte 4 und die auf der Getriebeantriebswelle axial verschiebbare Kupplungsscheibe 3 mehr und mehr gegen die Reibfläche der Schwungscheibe 1, so dass infolge des zunehmenden Reibmoments die Verbindung zwischen Motor und Getriebe allmählich und stoßfrei wieder hergestellt wird.

Die Vorteile der Tellerfederkupplung gegenüber einer Randfederkupplung sind:

- geringer Fußdruck am Kupplungspedal;
 - weniger Teile, geringere Massen;
 - Unwucht geringer, besser beherrschbar;
 - bei Belagverschleiß wird die Anpresskraft nicht kleiner;
 - beinahe gleiche Kraft am Kupplungspedal über den gesamten Ausrückweg;
 - unempfindlich gegen höhere Drehzahlen;
 - biegesteife Druckplatte möglich.
- Zweiseibentrockenkupplung

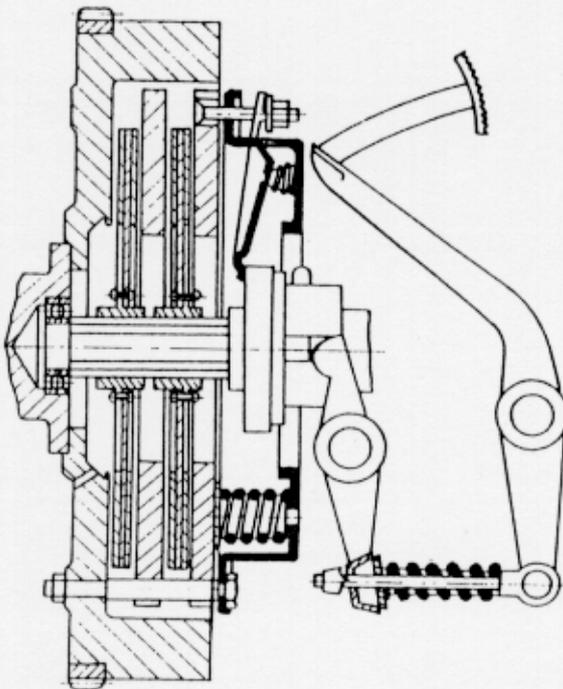
Für größere zu übertragende Drehmomente reicht häufig eine Einscheibenkupplung nicht aus, es entstehen entweder zu große Abmessungen oder zu große Flächenpressungen.

Es ist zweckmäßiger, die Anzahl der Reibflächen durch mehrere Kupplungsscheiben zu vergrößern. Mehr als zwei Scheiben sind aber, bis auf wenige Ausnahmen (z.B. bei



a) Zweiseibenkupplung
(eingekuppelt)

- 1 Kupplungsbelag
- 2 Kupplungstreibscheibe
- 3 Kupplungsscheibe
- 4 Schwungmasse
- 5 Kupplungsdruckfeder



b) Zweiseibenkupplung
(ausgekuppelt)

Bild 15: Zweiseibenkupplung

Sportmotorrädern), wegen des Problems der Wärmeableitung nicht üblich.

Den prinzipiellen Aufbau einer Zweiseibentrockenkupplung zeigt das Bild 15.

Zu berücksichtigen ist, dass die Druckplatte gegenüber der Einscheibentrockenkupplung um den doppelten Betrag angehoben werden muss, damit alle vier Reibflächen frei werden.

- Ermittlung des übertragbaren Drehmoments einer Scheibenkupplung

Im vorstehenden Text ist das übertragbare Moment angegeben:

$$M_d = F_R * r_m$$
$$M_d = F * \mu_R * r_m$$

Es ist erkennbar, dass darin die Reibfläche keine Rolle spielt. Bei Berücksichtigung der Ringfläche (r_i , r_a Bild 16) ergibt sich der folgende Zusammenhang:

$$dA = 2\pi * r * dr$$

Auf die Reibfläche wirkt die Normalkraft (F_N)

$$dF_N = p * dA$$
$$= p * 2\pi * r * dr$$

und für die Reibkraft folgt

$$dF_R = \mu y_R * dF_N$$
$$= \mu y_R * p * 2\pi * r * dr$$

$$dM = dF_R * r$$
$$dM = \mu_R * p * 2\pi * r^2 * dr$$
$$M = \mu_R * p * 2\pi \int_r^{r_a} r^2 dr$$

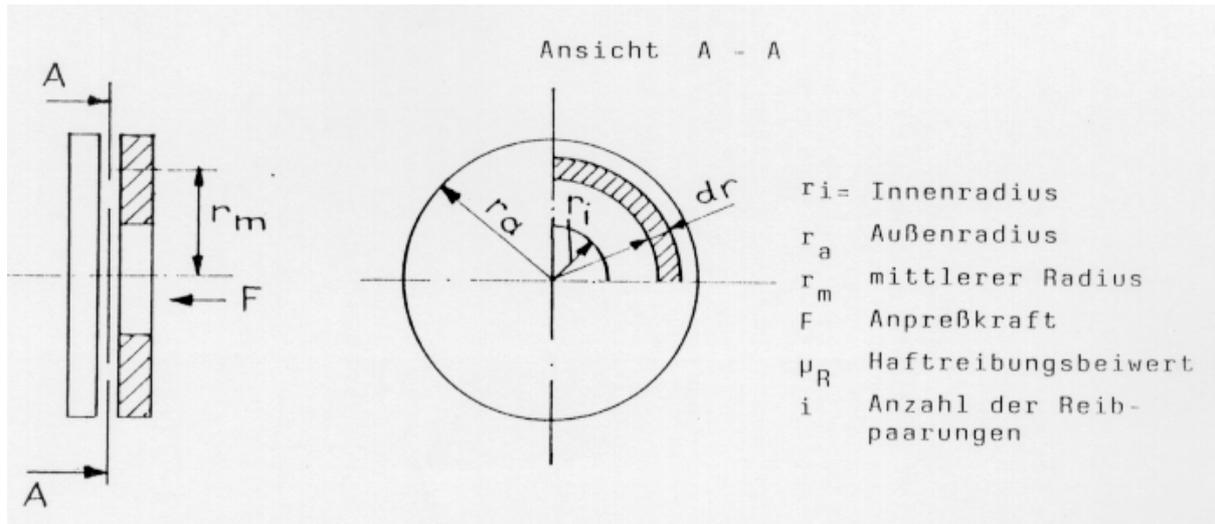


Bild 16: Verhältnisse an der Scheibenkupplung

Somit kann für das Moment der Kupplung geschrieben werden:

Integriert ergibt:

$$M_K = \frac{2}{3} \pi * \mu_R * p (r_a^3 - r_i^3)$$

Mit Einführung der Anzahl der Reibpaarungen i ist das Moment

$$M_K = \frac{2}{3} \pi * \mu_R * p * i (r_a^3 - r_i^3)$$

$$M_K = \frac{\pi}{12} * \mu_R * p * i (d_a^3 - d_i^3)$$

Für eine Einscheibenkupplung ist $i = 2$ (zwei Reibpaarungen) zu setzen. In der Praxis ist es üblich, das Verhältnis $k = d_i/d_a$ in die Formulierung des Kupplungsmomentes einzuführen.

$$M_K = \frac{\pi}{12} * \mu_R * p * i (1 - k^3) d_a^3$$

Dies bedeutet, je kleiner der Wert k wird, um so größer wird das übertragbare Moment der Kupplung (Bild 17). Die Flächenpressung ($p = F_N / A_R$) wird üblicherweise mit $p \approx 20 \text{ N / cm}^2$ angenommen. Bei nicht genormten Kupplungsscheiben sollte der k -Wert nicht zu klein gewählt werden. Bekanntlich kann für die Berechnung der Reibleistung, die für den Verschleiß maßgeblich ist, formuliert werden:

$$P_R = F_N * \mu_R * v$$

$$P_R = F_N * \mu_R * \omega * r$$

Es zeigt sich, dass sich die Scheiben ungleichmäßig abnutzen und zwar proportional dem Abstand r des Belegringelements von der Drehachse. Deshalb sollte $k > 0,5$ gewählt werden, um möglichst gleichmäßigen Verschleiß des Belags zu haben. Üblich sind Durchmesser- bzw. Radienverhältnisse von $k = 0,7 \dots 0,9$.

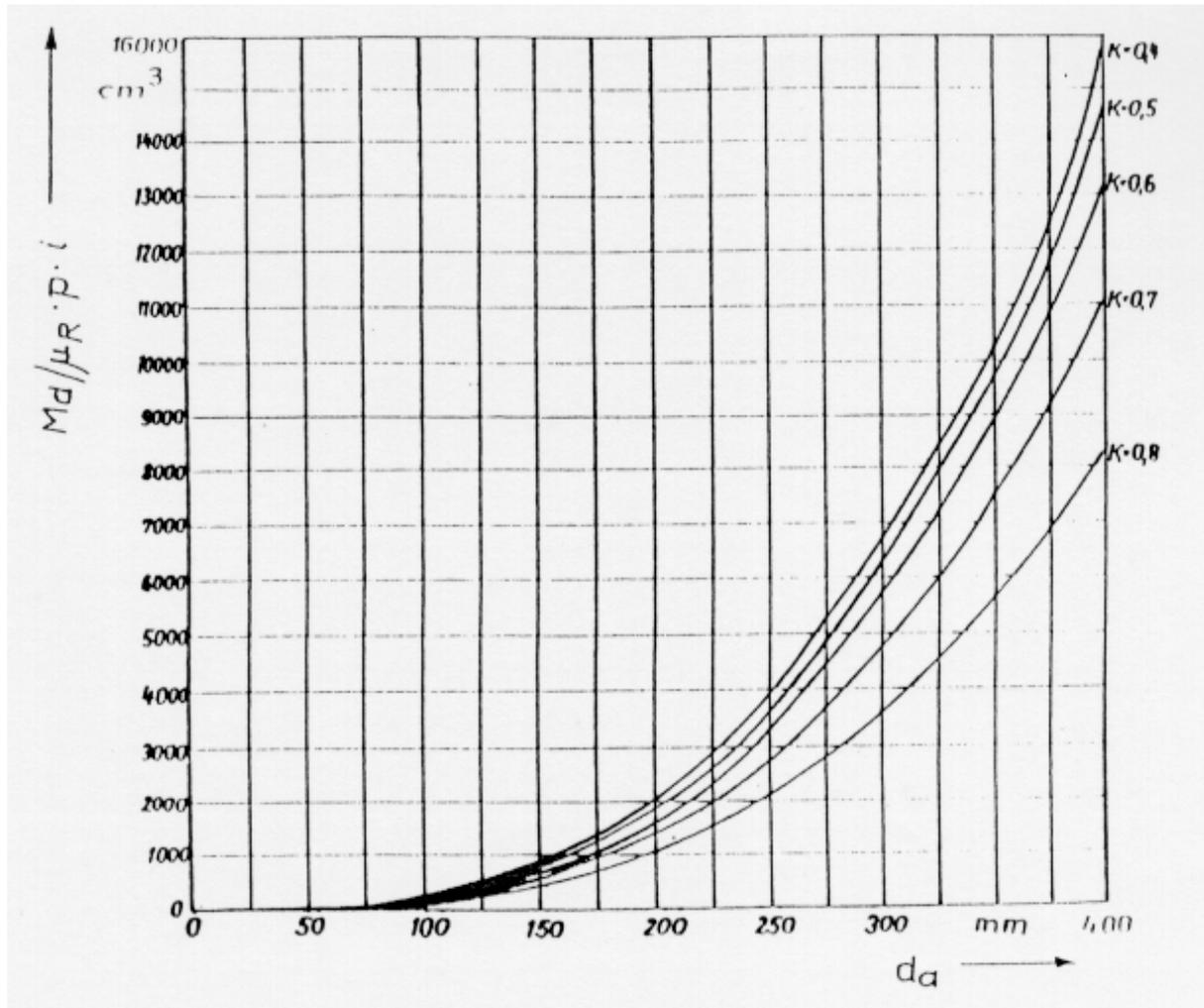
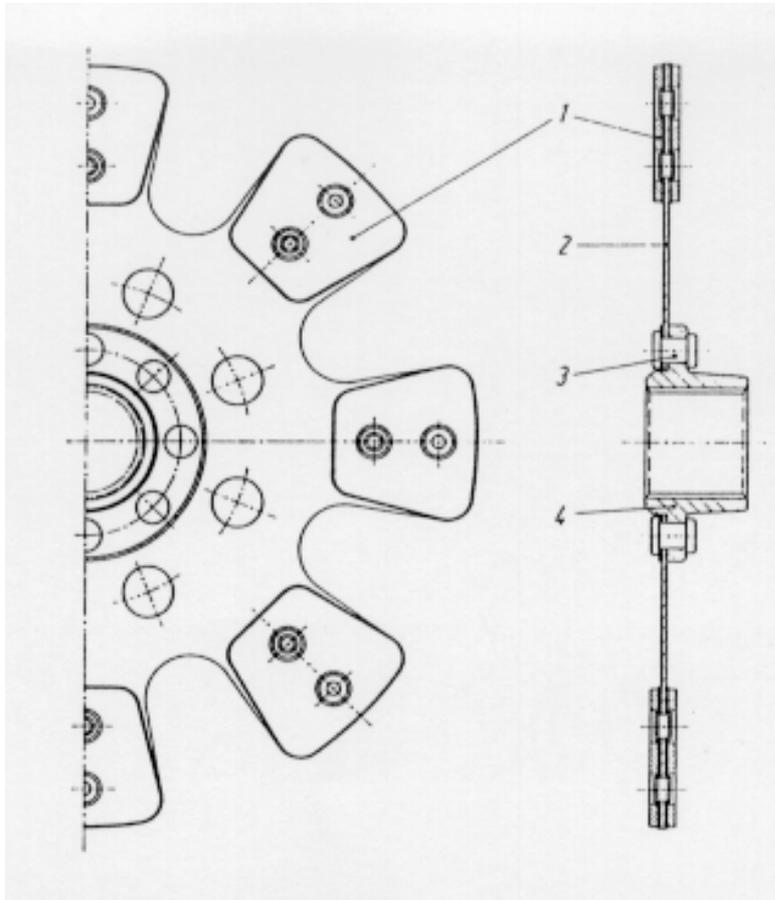


Bild 17: Verhältnisse an der Scheibenkupplung

- Kupplungsbeläge (Reibstoffe)

Als Reibstoffe für die Kupplungsbeläge kommen sehr unterschiedliche Materialien in Betracht. Für die trocken laufende Scheibenkupplung im Kraftfahrzeugbau haben sich jedoch klar durchgesetzt:

- Organische Kupplungsbeläge: Das ist jene Gruppe, der wir heute im Automobil fast ausschließlich begegnen. Organische Kupplungsbeläge werden stets ringförmig beidseitig auf die Kupplungsscheibe aufgenietet, in Ausnahmefällen auch (zusätzlich) geklebt.
- Metallische Sinterbeläge: Diese, auch als keramische Beläge bezeichneten Stoffe werden für hohe Beanspruchungen, besonders für große Schlepper, mittlere Schlepper mit Frontladeeinrichtungen oder für Erdarbeitsgeräte eingesetzt. Das Belagmaterial wird entweder direkt auf die Kupplungsscheibe aufgesintert (Rennwagen) oder über - meist trapezförmige - Trägerbleche aufgenietet (Bild 18).



Stoffe werden für hohe Beanspruchungen, besonders für große Schlepper, mittlere Schlepper mit Frontladeeinrichtungen oder für Erdarbeitsgeräte eingesetzt. Das Belagmaterial wird entweder direkt auf die Kupplungsscheibe aufgesintert (Rennwagen) oder über - meist trapezförmige - Trägerbleche aufgenietet (Bild 18).

Die folgenden Ausführungen beziehen sich streng genommen zwar nur auf die verbreiteten organischen Kupplungsbeläge, doch gilt vieles Grundsätzliche auch für die

Bild 18: Starre Kupplungsscheibe mit metallkeramischen Sinterbelägen (Fichtel und Sachs)
 1 Belagselement, 2 Trägerscheibe, 3 Befestigungsnieten, 4 Scheibennabe

- Funktion und Anforderungen

Die Reibungswärme aus der Reibarbeit entsteht bei der üblichen Einscheiben - Kraftfahrzeugkupplung an den beiden Reibflächen zwischen Schwungrad und Kupplungsscheibe sowie Anpressplatte und Kupplungsscheibe. Bei der Zweischeibenkupplung kommen noch die beiden Reibflächen an der Zwischenscheibe dazu. Wie bereits dargelegt, trägt die Kupplungsscheibe an ihren beiden Seiten stets besondere Reibbe-

läge. Diese bestimmen entscheidend die Reibpaarungen. Ihre Aufgabe ist es vor allem, für eine hohe und möglichst konstante Gleitreibungszahl (Reibwert) zu sorgen, sowie als Verschleißteil Beschädigungen des teuren Schwungrades und der Kupplungsdruckplatte zu vermeiden.

Im Fahrbetrieb bildet sich an der Reibfläche des Kupplungsbelages Reibkohle von etwa 0,03 bis 0,05 mm Schichtdicke. Der Übergang zum unveränderten Ursprungsmaterial verläuft gleichmäßig. Die eigentlichen Reibpartner sind also Reibkohle und Schwungrad bzw. Anpressplatte. Zu dicke Reibkohleschichten bröckeln wegen fehlender mechanischer Festigkeit und Verankerung im Untergrund leicht aus. Sie leiten bei wiederholter hoher Belastung die Zerstörung der Reibbeläge ein.

So vielgestaltig wie die verschiedenen Beanspruchungen sind auch die zahlreichen Anforderungen an die Kupplungsbeläge und deren Probleme. Sie gelten, mit wenigen Einschränkungen, für alle Reibstoffe:

Geringes Gewicht: Das Gewicht der Kupplungsbeläge bestimmt entscheidend das Trägheitsmoment der Kupplungsscheibe und damit den Verschleiß der Getriebesynchronisation. Auch für die angestrebte hohe Berstdrehzahl ist ein geringes Gewicht wichtig. Leider erhöhen es die für die notwendige Abfuhr und Verteilung der Reibungswärme wesentlichen Metallbeimischungen erheblich.

Verzugsfreiheit: Als schlechte Wärmeleiter sind organische Kupplungsbeläge im Fahrbetrieb an der Reibfläche heißer als auf der Rückseite. Wenn sie sich dadurch tellerförmig verziehen, gibt es Trennschwierigkeiten. Elastische Beläge mit kleinem E-Modul verhalten sich diesbezüglich günstiger als harte.

Gute Anfahreigenschaften: Hierzu gehören weicher, rupffreier Eingriff sowie Geräusch- und Geruchsfreiheit.

Hohe Festigkeit: Sie entscheidet, zusammen mit dem spezifischen Gewicht, die so wesentliche Berstdrehzahl und die Nietbodenfestigkeit (Nietbodendicke: mindestens eine volle (Asbest-) Fadenstärke; üblich sind 1,15 bis 1,5 mm).

Hohe konstante Gleitreibungszahl: Der Reibwert soll 0.35 bis 0,4 betragen. Steigt er bei Erwärmung an, können die Nieten abreißen. Beläge mit hohem Reibwert neigen zu einem starken Abfall der Gleitreibungszahl beim Einlaufen und Angriff der Gegenflächen.

Verschleißfestigkeit: Die Lebensdauer der Kupplungsbeläge soll bei normaler Fahrweise etwa die des Motors erreichen.

Geringer Angriff des Gegenmaterials: Verschleißfeste Füllmittel in Verbindung mit hoher Gleitreibungszahl neigen, wie erwähnt, zum Angriff der Gegenreibflächen. Dieser Angriff ist allerdings ohne große Bedeutung. Zirkulare Reifen im Schwungrad und in der Anpressplatte beeinträchtigen, selbst bei Tiefen von über 2 mm, nachweislich nicht das Eingriffs- und Anfahrverhalten.

Ölunempfindlichkeit: Die heute üblichen dünnflüssigen Getriebeöle führen leichter zur Verölung der Kupplungsbeläge, der häufigsten Ursache für das Kupplungsrupfen.

Keine Rissebildung: Dies ist beim Bohren der Belagringe und bei hoher thermischer Belastung (Spannungsrisse) bedeutungsvoll.

Rostschutz: Noch nicht eingelaufene Kupplungsbeläge (fehlende Reibkohle) dürfen auch bei längeren Standzeiten im Freien (Winter) nicht an den Gegenreibflächen festfrieren. Bei organischen Belägen ist die Imprägnierung mit Natriumnitrit üblich.

Keine Adhäsion an den Reibflächen: Diese kann durch zu glatte Laufflächen bei zu wenig Verschleiß (Abhilfe: Hohlketten, Nutung der Laufflächen) oder durch chemische Einflüsse nach hoher thermischer Belastung entstehen.

Nutbarkeit: Radialnuten werden manchmal zum Abtransport des Belagabriebes, für den Kühlluftdurchtritt und zur Vermeidung von Adhäsion an den Laufflächen der Kupplungsbeläge vorgesehen. Praktisch nachgewiesen ist ein solches Verhalten allerdings nicht.

Umweltfreundlichkeit: Sowohl bei der Herstellung der Beläge als auch bei ihrer Montage wird Staubfreiheit gefordert. Heute werden asbestfreie Beläge angestrebt, weil Asbestfaserstücke (Länge: 5 bis 100 µm, Durchmesser: 3 µm) lungengängig sind und Krebs erzeugen können.

Günstiger Preis: Dieser Aspekt tritt häufig zu Gunsten einer guten Qualität zurück. Der Preis ist in Relation zu setzen zur ermöglichten Laufstrecke (Lebensdauer), zu eventuellen Reklamationskosten und zur Kupplungsgröße. Manchmal ist es nämlich möglich, mit besonders hochwertigen Kupplungsbelägen eine kleinere und damit billigere Kupplung zu verwenden.

- Organische Kupplungsbeläge

Werkstoffe

Der wichtigste Werkstoff für organische Kupplungsbeläge war bis vor kurzem Asbest, eine mineralische Faser mit guter mechanischer Festigkeit und hoher Hitzebeständigkeit. Wegen des Gesundheitsrisikos musste Asbest als Belagwerkstoff jedoch ausscheiden. Als Ersatzstoffe für Asbest als Festigkeitsträger bieten sich an:

* kristalline Faserstoffe:

- ★ Stahlwolle (tiefe Reibungszahl, mäßig teuer, Problem mit Mischen und Wärmeleitung);
- ★ Kohlenstofffaser (tiefe Reibungszahl, extrem teuer, Problem mit Mischen und mit Gegenreibflächen - Angriff);

* amorphe Faserstoffe:

- ★ Schlackenwolle (geringe Festigkeit, gute Reibungszahl, billig, allerdings Mischprobleme, sehr spröde Faser, Verschleißverhalten kritisch);
- ★ Gesteinswolle (wie Schlackenwolle);
- ★ Glaswolle (gute Festigkeit und Reibungszahl, nur wenig teuer, Faser spröde);

* organische Faserstoffe (in erster Linie Polyaramid/KEVLAR: gute Festigkeit, etwas

tiefe Reibungszahl, sehr gutes Verschleißverhalten, aber teuer und Fadinggefahr).

Der Ersatz von Asbest nur durch einen dieser Stoffe allein erscheint nicht möglich. Nur die Kombination von mehreren Festigkeitsträgern (Faserstoffen) mit passenden Reibwertmodifikatoren kommt in Betracht. Reibzement, eine Mischung aus Bindemitteln und Füllstoffen, ist ein solcher. Das Bindemittel ist meist eine Mischung aus verschiedenen Harzen und Kautschuk. Wegen seiner beschränkten Temperaturbeständigkeit (Maximaltemperatur je nach Harzzusammensetzung 190° C) ist es das schwächste Glied in der Werkstoffkette. Deshalb erfolgt auch meist nur ein geringer Bindemittelzusatz von etwa 10 bis 20 Gewichtsprozent. Die Füllstoffe dienen nicht nur aus Preisgründen zum Strecken der teuren Basiswerkstoffe, sondern sind auch zum Konstanthalten der Reibungszahl und zum Ausgleich der negativen Eigenschaften der Bindemittel nötig.

Es gibt noch andere Werkstoffe, die den Kupplungsbelägen zugesetzt werden. Etwa Beschleuniger zum Abbinden, Verschleißmodifikatoren, Schleifstoffe u.ä. Diese wichtigen Materialien können, ebenso wie weitere Einzelheiten, der entsprechenden Literatur entnommen werden.

Herstellung

Auch die Herstellung der Kupplungsbeläge entwickelt sich laufend weiter. Folgende Verfahren sind zur Zeit aktuell:

Spiralwicklung: Der Rohling entsteht durch spiralförmiges aufeinander Legen eines Bandes. Beim anschließenden Pressen wird das Material allerdings oft so stark verformt, dass manche Fäden reißen. Dadurch können Festigkeit und Berstdrehzahl streuen. Verfahren verliert an Bedeutung.

V - Verfahren: Gewebte Belagmaterialmatten werden imprägniert und zu Bändern geschnitten. Diese werden v - förmig geknickt und dann zu Spiralwickel verarbeitet. Bedeutung dieses Verfahrens geht zurück.

Streu - Wickelverfahren (Scatter - wound): Ein Band von mehreren (etwa vier) Schnü-

ren wird, nach der Imprägnierung, regellos zu einem Bandgelege aufgeschichtet. Der Zusammenhalt der Bänder ist relativ locker und nur so groß, wie für die folgende Verarbeitung unbedingt nötig.

Zufalls - Wickelverfahren (Random - wound): Ähnlich dem Streu - Wickelverfahren, die Ablage der flachen Bänder auf einer rotierenden Ringscheibe zu einer Viellagenschicht wird aber durch eine Vorrichtung nach Vorgabe gesteuert. Meistens erfolgt sie etwa ellipsenförmig. Es ergeben sich gut gleichmäßige Rohlinge.

Pressrohlinge: Diese Methode ergibt die preisgünstigsten, aber auch minderwertigsten Kupplungsbeläge. Das Stützgarn wird hier nicht in Form von Schnüren, sondern - je nach Qualität - als Fasern, Flocken oder auch als Schnurstücke zur Erhöhung der Festigkeit beigemischt oder in die Pressform eingelegt.

Weitere Herstellungsverfahren unterscheiden sich von den vorstehend geschilderten oft nur durch eine andere Bezeichnung.

Die Weiterverarbeitung der Rohlinge geschieht in drei Stufen. Zunächst werden sie bei Drücken von 200 bis 500 bar und Temperaturen von 160 bis 200°C gepresst. Dadurch erhält der Belagkörper seine endgültige Form und Festigkeit. Die gepressten Beläge kommen anschließend zum Aushärten bis zu 24 h in heißluftbeheizte Trockenkammern. In ihnen wird die Temperatur nach einem bestimmten Programm zwischen 180 und 200°C verändert. Im letzten Arbeitsgang werden die Kupplungsbeläge auf die vorgeschriebene Stärke und Durchmesser geschliffen. Sie sind dann, falls sie nicht noch auf das Nietbild gebohrt werden, verkaufsfertig.

- Metallische Kupplungsbeläge

Metallische Beläge, manchmal im Gegensatz zu den "organischen" Reibmaterialien, "anorganische" oder auch "keramische" genannt, bestehen aus Sinterbronze oder, seltener, aus Sintereisen (schlechteres Anfahrverhalten, mehr Gegenflächenangriff, Rostgefahr, preiswerter) mit zusätzlichen Legierungsbestandteilen. Vorteilhaft ist, dass sie fast völlig temperaturunempfindlich (Rotglut optimal) und extrem verschleißfest

sind, sich für raueste Betriebsbedingungen eignen, sowie hohe konstante Gleitreibungszahlen (Reibwert) zeigen. Nachteilig wirkt sich ihr rauer Eingriff, der Gegenflächenangriff (Riefenbildung), das höhere Gewicht, der höhere Preis und die Gefahr hörbarer Reibschwingungen aus. Als Besonderheit ist hier eine hohe Arbeitsbelastung (Erwärmung) für ein Optimum an Verschleiß und guten Laufeigenschaften nötig. Sinkt die Beanspruchung unter das für dieses Material erforderliche Maß, dann erhöht sich kurioserweise der Verschleiß und auch der Angriff der Gegenreibfläche nimmt zu.

Übliche Reibflächenpressung: 0,5 ... 0,9 N/mm².

Die gute Wärmeleitfähigkeit der metallischen Beläge führt zu einer starken Erwärmung und damit zum Verzug der Trägerscheibe, wenn diese nicht entsprechend konstruktiv gestaltet ist. Bei geringer thermischer Beanspruchung genügen radiale Entlastungsschlitze. Bei einer starken Belastung muss die Reibfläche in mehrere Segmente aufgeteilt werden, die einzeln und getrennt auf der eigentlichen Trägerscheibe zu befestigen sind. In besonders ungünstigen Fällen ist diese Befestigung zusätzlich thermisch schlecht leitend zu gestalten.

Eingesetzt werden Kupplungsbeläge aus Sintermetall vor allem bei Ackerschleppern, Kettenfahrzeugen, Erdarbeitsgeräten und überall dort, wo andere Belagmaterialien nicht mehr ausreichen oder die zum Erneuern der Beläge nötige Standzeit teurer kommt.

- Gestaltung von Kupplungsscheiben

Die Aufgaben einer Kupplungsscheibe im Reibsystem ist die Weiterleitung des Antriebsmoments vom Motorschwungrad sowie der Kupplungsdruckplatte zur Getriebe- welle. Es ist also Reibpartner sowohl des Schwungrades als auch der Anpressplatte. Wegen ihrer günstigen Lage im Kraftfluss verringert sie darüber hinaus durch besondere Einrichtungen noch Getriebegeräusche (Torsionsschwingungsdämpfer) und macht den Anfahrvorgang weicher (Belagfederung).

Aus diesen Aufgaben resultieren die wesentlichen Teile einer Kupplungsscheibe:

- Weiterleitung des Antriebsmoments: Kupplungsbeläge und verschiebbare Nabe auf der Getriebeeingangswelle,

- Verringerung von Getriebegeräuschen: Torsionsschwingungsdämpfer,
- Weichermachen des Anfahrvorganges: Belagfederung.

Zusätzlich soll die gesamte Kupplungsscheibe leicht sein und ein möglichst geringes Trägheitsmoment haben, um den Verschleiß der Getriebesynchronisation gering zu halten.

Besonders im Personenwagenbau ist der Raum für das Kupplungsaggregat beschränkt. Davon wird auch die Kupplungsscheibe und hier vor allem der Torsionsschwingungsdämpfer, kürzer einfach Torsionsdämpfer genannt, betroffen. Der Raum-mangel beschneidet oft ganz konkret dessen Funktionsmöglichkeiten.

- Belastungsgrenzen

Bei einer mechanisch ausreichend dimensionierten Krafffahrzeugkupplung mit richtig gestalteten Verschleißteilen setzt in der Regel die auftretende Temperatur die Belastungsgrenze.

Es ist schwierig, für die vielen unterschiedlichen Einsatzfälle Anhaltswerte zu geben. Der sicherste Weg bleibt, die flächenbezogene Schaltarbeit von im Einsatz bewährten vergleichbaren Fahrzeugen zu bestimmen und als Maßstab heranzuziehen. Etwaige Unterschiede können durch Sicherheitsfaktoren ausgeglichen werden.

Erfahrungswerte sind in Tabelle 1 zusammengefasst.

Tabelle 1 Maximal zulässige reibflächenbezogene Schaltarbeit bei Verwendung von organischen Kupplungsbelägen

Fahrzeugart	Anfahren Ebene	Anfahren 15 % Steigung
	in J / mm ²	in J /mm ²
Personenwagen	1,2	2,2
leichte Nutzfahrzeuge	1,0	2,0
schwere Nutzfahrzeuge	0,6	1,5

Die zulässige Temperatur der Kupplungsdruckplatte wird begrenzt durch die aus dem Setzverlust der Feder(n) entstehende Verringerung der Anpresskraft. Diese Tempera-

turgrenze liegt allerdings meist höher als jene für die Kupplungsscheibe.

Wie mehrfach erwähnt, bestimmen die auf der Kupplungsscheibe aufgetragenen Kupplungsbeläge in der Regel die Funktionsgrenze der gesamten Kupplung. Als zulässige Grenztemperatur gilt hier diejenige, bei der die Funktionsfähigkeit der Kupplung gerade noch gewährleistet ist. Zwar wird dann der Kupplungsbelag bereits an seiner Oberfläche zerstört, doch bleibt sein Kern noch gesund. Dieser Bereich ist mit sehr hohem Verschleiß verbunden.

Für organische Beläge beträgt diese Temperatur, gemessen an der Anpressplatte etwa 0,5 mm unter der Reibfläche, etwa 280°C, die Lufttemperatur in der geschlossenen Kupplungsglocke 180 bis 200°C.

Bei anorganischen, metallischen Belägen ist die Grenze durch das Setzen der Belagfedern bei etwa 450°C gegeben. Die Beläge selbst halten noch höheren Temperaturen stand. Werden Kupplungsscheiben ohne Belagfedern eingesetzt, ist die Grenztemperatur der Druckplatten zu berücksichtigen.

Bei Ausrückern ist das Schmierfett hinsichtlich Temperatur das schwächste Glied. Die Temperaturgrenze im Dauerbetrieb liegt etwa bei 130°C, gemessen am Außendurchmesser des Außenringes. Sie kann kurzzeitig überschritten werden. Wirkt die höhere Temperatur zu lange ein, kommt es zum so genannten Ausbluten des Fettes und damit zum Ausfall des gesamten Ausrückers.

- Kupplungsdruckfedern

Die Kupplungsdruckfedern, kurz Kupplungsfedern genannt, sind in größerer Zahl symmetrisch am Umfang der Kupplung verteilt. Neuerdings wird mehr und mehr eine Einzelzentalfeder, häufig als Tellerfeder ausgebildet, angeordnet.

Bei mehreren Kupplungsfedern ist auf die Verwendung von Federn mit gleicher Federcharakteristik zu achten, um einen gleichmäßigen Kupplungsdruck zu gewährleisten.

Die Tellerfedern für Kraftfahrzeugkupplungen sind zum inneren Durchmesser hin in konisch zulaufende Segmente geschlitzt. Die konischen Segmente der Tellerfederkupplung sind in Bild 19 zu erkennen. Die Tellerfeder in einer Kupplung weist gegenüber der Schraubenfeder hinsichtlich der Übertragungssicherheit und der Pedalkraft

Vorteile auf. Anhand der Gegenüberstellung der Federkennlinien von Schrauben- und Tellerfedern sollen diese Vorzüge verdeutlicht werden (Bild 19).

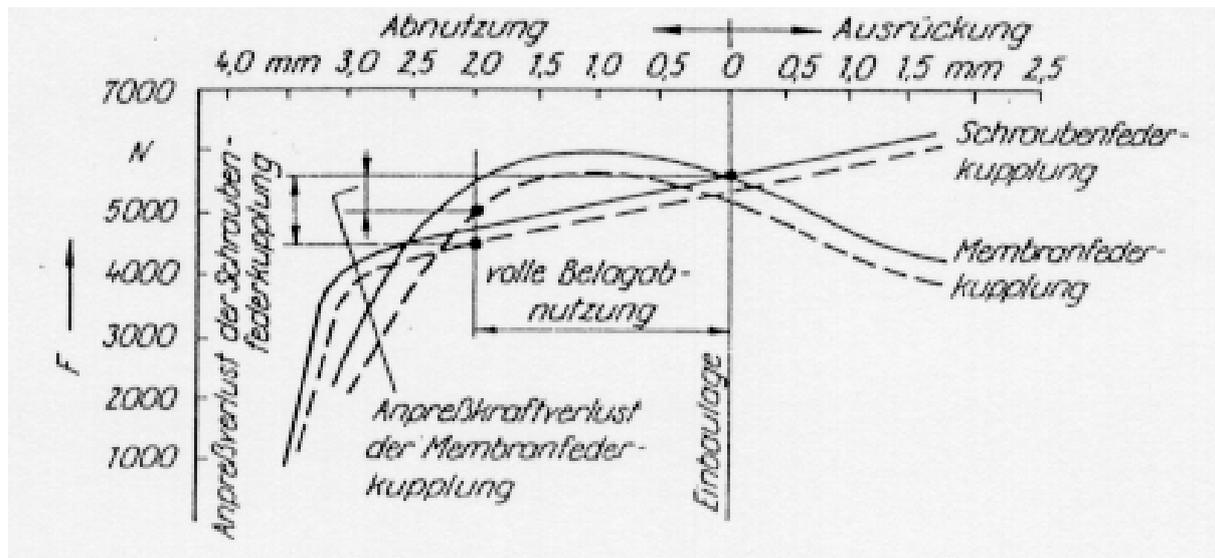


Bild 19: Anpresskraft von Schraubenfeder- und Membranfederkupplung

Der Unterschied beider Federkennungen liegt darin, dass die Kennlinie der Schraubenfeder linear ansteigt, die Kennlinie der Tellerfeder hingegen nach einem Maximum wieder abfällt, also degressiv verläuft. Die Federkraft der Tellerfeder fällt über der Belagabnutzung nicht ab, wenn man das Maximum der Federkraft etwa in die Mitte der Belagabnutzung legt (ausgezogene Kurve betrachtet). Die Schraubenfeder fällt dagegen über der Belagabnutzung ab. Dies führt dazu, dass mit zunehmender Belagabnutzung die Übertragungsfähigkeit der Schraubenfederkupplung immer kleiner wird. Im Bild 19 ist weiterhin zu erkennen, dass über dem Ausrückweg der Kupplung die Kraft der Schraubenfeder weiter ansteigt, die der Tellerfeder jedoch abfällt. Soll bei voller Belagabnutzung für beide Kupplungen die gleiche Übertragungsfähigkeit erreicht werden, dann ergibt sich für die Tellerfederkupplung gegenüber der Schraubenfederkupplung eine wesentlich niedrigere Ausrückkraft. Die im Bild 19 eingezeichneten gestrichelten Kennlinien geben jeweils den Federkraftverlust an, der während der Nutzungsdauer durch thermische Einflüsse eintritt.

Ein wesentlicher Vorteil der Tellerfeder ergibt sich noch daraus, dass sie gleichzeitig als Kupplungshebel verwendet wird. Eine ganze Anzahl komplizierter Teile der Kupplung können dadurch entfallen.

- Ausrückvorrichtungen

Die Bewegung der im Kupplungsgehäuse gelagerten Ausrückvorrichtung wird auf die mit der Kupplung umlaufenden Ausrückhebel durch einen Ausrückring oder ein Drucklager übertragen. Kupplungen für kleinere Drehmomente kommen vielfach mit einem wartungsfreien Grafitschleifring aus, da nur geringe Betätigungskräfte auftreten. Bei Kupplungen, die zur Übertragung größerer Drehmomente ausgelegt sind, werden vorwiegend Kugellagerausrücker verwendet. Auf Grund der fast ausschließlichen axialen Beanspruchung werden spezielle Radiallager, sogenannte Schrägkugellager, verwendet. Die Ausrücker werden durch Formfedern an der schwingbaren Ausrückgabel befestigt oder auf einer im Kupplungsgehäuse angebrachten Führungshülse zentrisch geführt.

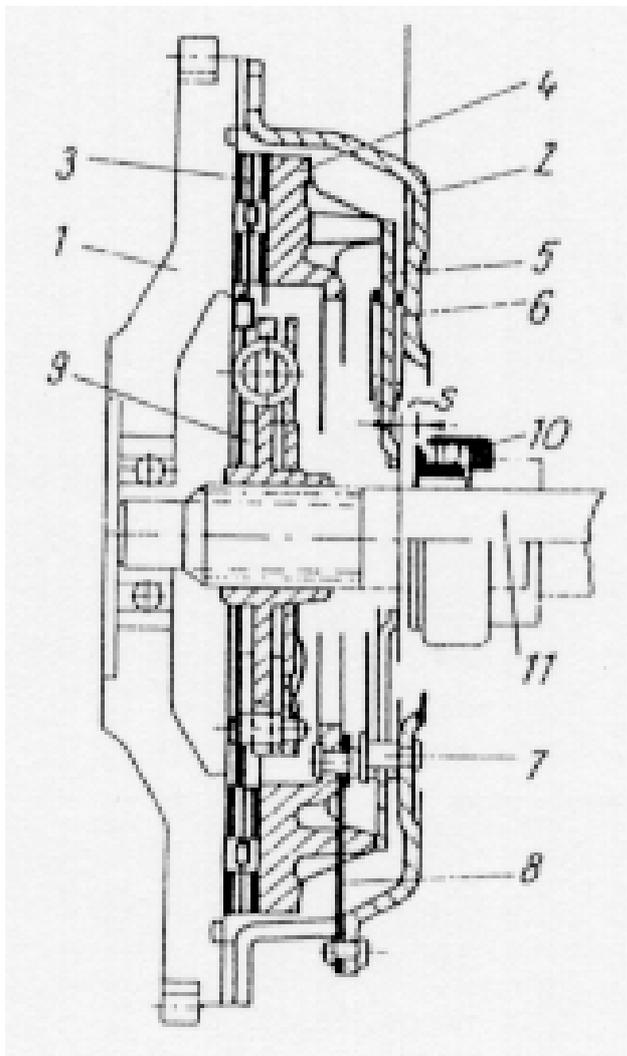


Bild 20: Tellerfederkupplung

- 1 Schwungscheibe,
- 2 Gehäuse,
- 3 Kupplungsscheibe,
- 4 Druckplatte,
- 5 Tellerfeder (übernimmt gleichzeitig die Funktion der Ausrückhebel),
- 6 Stahldrahtring als Drehpunkt,
- 7 Niet zur Zentrierung der Tellerfeder und der Stahldrahtringe,
- 8 Blattfeder zur Zentrierung der Druckplatte,
- 9 Schwingungsdämpfer,
- 10 Kugellagerausrücker,
- 11 Getriebeantriebswelle,
- S Kupplungsspiel

Die Kugellager sind gekapselt und mit einer einmaligen Fettfüllung versehen. Ein Schmieren ist nicht erforderlich. Der Trend beim Kugellagerausrücker geht dorthin, dass sich die Tellerfeder oder die Kupplungshebel am Lagerinnenring statt am Lageraußenring abstützen (Bild 20). Damit werden die Umfangsgeschwindigkeiten der Lagerkugeln verringert, die Lagertemperatur abgesenkt und die Nutzungsdauer erhöht. Zum Trennen der Kupplung muss eine Betätigungskraft F_B aufgebracht werden, die die Anpresskraft F der Kupplungsdruckfedern bzw. der Zentralfeder überwindet. Aus den konstruktiven Abmessungen der Ausrückhebel ergibt sich eine Übersetzung \ddot{U} der Betätigungskraft, so dass $F_B = \frac{F}{\ddot{U}}$ gesetzt werden kann.

An die Vorrichtung zum Ein- und Auskuppeln werden folgende Forderungen gestellt:

- Sie muss ein sauberes Ausrücken und volles Einrücken der Kupplung gestatten.
- Die auf den Fußhebel wirkende Ausrückkraft soll möglichst gering sein und bei PKW maximal 80 ... 150 N, bei KOM und Lkw nicht mehr als 250 N betragen. Es wird jedoch angestrebt, dass auch hier 150 N nicht überschritten werden.
- Der Fußhebel - Ausrückweg soll nicht über 100 ... 150 mm hinausgehen. Bei neu eingestellter Kupplung werden 20 ... 30 mm des genannten Ausrückweges verbraucht, um den Leerweg zwischen Druckring bzw. -lager und den Ausrückhebeln zurückzulegen.
- In die Ausrückvorrichtung soll ein Endanschlag eingebaut sein, damit die überflüssige Ausrückkraft keine Überbeanspruchung des Gestänges und der Kupplungsfedern bewirkt.

Damit bei elastisch aufgehängtem Motor die Motorschwingungen nicht auf das Kupplungspedal übertragen werden, muss das Übertragungsgestänge entsprechend ausgebildet sein. Eine Übertragung der Motorschwingungen auf den Kupplungsfußhebel stört den Kupplungsvorgang und kann zu dem gefürchteten Rupfen der Kupplung führen. Für eine indirekte Kupplungsbetätigung bietet sich die hydraulische

Übertragung an. Sie hat den Vorteil, ohne komplizierte Gestänge, die den Nachteil der hohen Reibung bei schlechter Pflege haben, auszukommen.

- Mehrscheibenölkupplung - Lamellenkupplung

Die Mehrscheibenölkupplung (nasse Kupplung) wird vorwiegend, wegen des kleinen radialen Bauraumes, bei Krafträdern als Anfahr- und Schaltkupplung eingesetzt. Sie ist aber auch in Pkw-, Lkw-, KOM und Sonderfahrzeuggetrieben zu finden, die ohne Zugkraftunterbrechung von einem Gang zum anderen umgeschaltet werden (z.B. automatische Getriebe). Die Reibpaarungen zwischen den Innen- und Außenlamellen (Bild 21) bestehen aus:

- * Stahl - Stahl;
- * Sinterbronze - Stahl oder
- * Spezialpapier - Stahl.

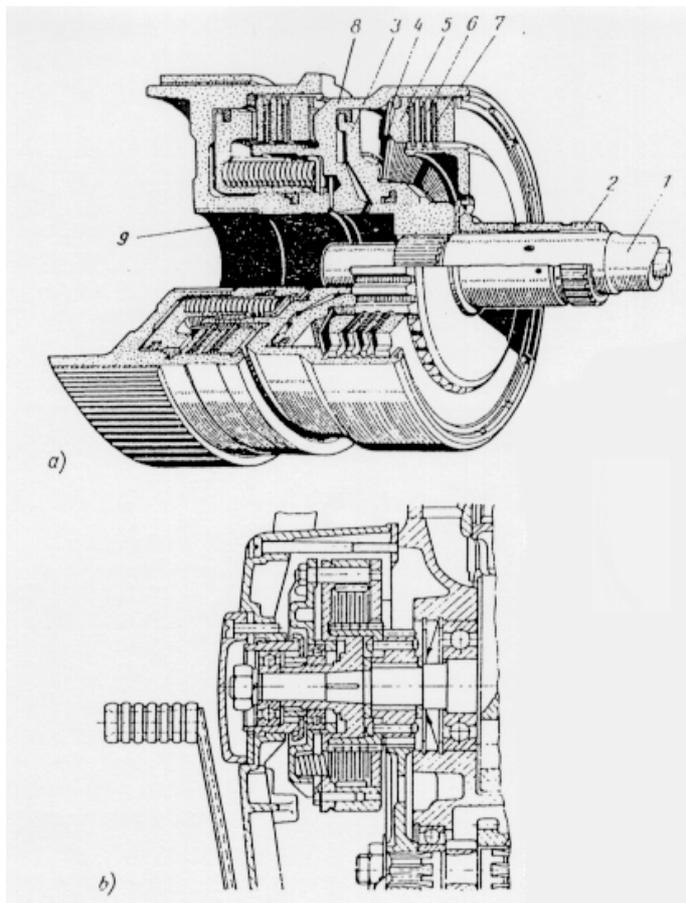


Bild 21:
Mehrscheibenölkupplung

a) Lamellenkupplung eines automatischen Pkw-Getriebes

- 1 Antriebswelle
- 2 Abtriebswelle
- 3 Betätigungskolben
- 4 Tellerfeder, für Kolbenrückführung und Kolbenkraftübersetzung
- 5 Druckplatte mit Drehpunkt für Tellerfeder
- 6 Außenlamelle (Stahl)
- 7 Innenlamelle mit Spezialpapierbelag
- 8 Kupplungskorb
- 9 Druckölzuführung für Kolbenbetätigung

b) Kupplung der MZ TS 250/1

Durch das Öl wird zwar der Reibwert zwischen den Lamellen herabgesetzt, doch gleichzeitig auch ein Teil der durch die Reibarbeit anfallenden Wärme abgeführt. Bei der Reibpaarung Spezialpapier - Stahl hält das Öl während des Reibvorganges den Reibwert annähernd konstant, wodurch bei automatischen Getrieben ein stoßfreier Schaltvorgang gewährleistet wird.

Bei der Reibpaarung Stahl - Stahl vermindert das Öl ein Festfressen der Lamellen. Der Nachteil dieser Kupplung besteht darin, dass bei kaltem Motor bzw. bei kaltem Getriebe die Kupplungsscheiben infolge der höheren Ölviskosität zum Kleben neigen, so dass stets eine geringe Leerlaufmitnahme (Kriechmoment) zu verzeichnen ist. Die Berechnungsgrundlagen von Einscheibentrockenkupplungen gelten auch für diese Ausführungsart.

- Besondere Reibungskupplungen

- Halbzentrifugale Kupplungen

Bei Kupplungen für die Übertragung großer Drehmomente, insbesondere bei Lkw und KOM, ergeben sich im allgemeinen sehr große Ausrückkräfte.

Die nachfolgend beschriebene Kupplungsart zeichnet sich durch einen geringen Betätigungskraftaufwand aus. Dadurch ermüdet der Kraftfahrer nicht so schnell und kann sich besser dem Verkehrsgeschehen widmen.

Gegenüber Kupplungen der bereits vorgestellten Konstruktionen wird der Anpressdruck F nicht nur von Kupplungsdruckfedern erzeugt, sondern zusätzlich durch das Wirken von Fliehkräften verstärkt.

An den äußeren Enden der Ausrückhebel sind Fliehmassen angeordnet (Bild 22), die den Federdruck um 30 % verringern und somit den Einbau schwächerer Federn gestatten. Im unteren Drehzahlbereich, der für den Kupplungsvorgang teilweise in Frage kommt, lässt sich die Kupplung mit geringem Kraftaufwand bedienen.

Die Ausrückhebel sind scharnierartig am Druckring befestigt und mit Nadeln gelagert. Die Abstützung der Ausrück- und der Fliehkraft auf den Druckring erfolgt über ein einstellbares Drucklager.

Aus Bild 23 lassen sich die folgenden Beziehungen ableiten.

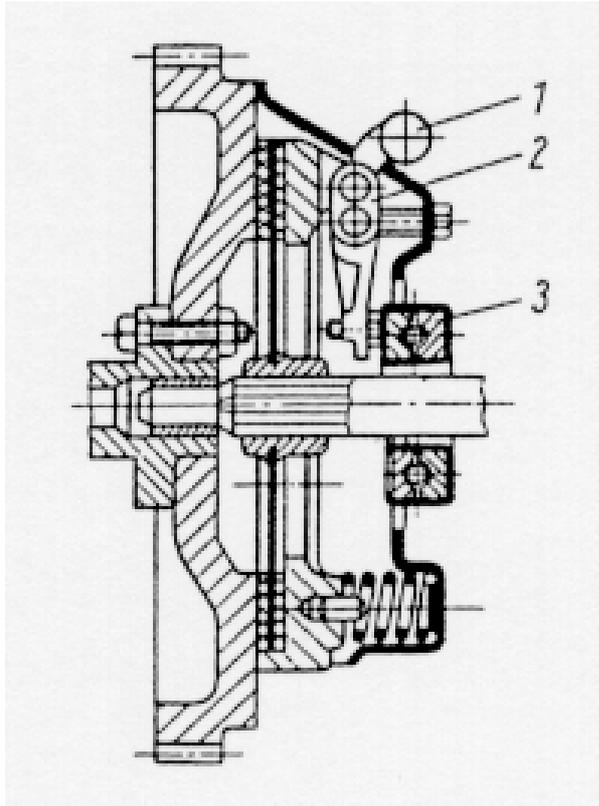


Bild 22: Fliehkraftkupplung zur Unterstützung der Kupplungsdruckfedern
1 Fliehmasse, 2 Ausrückhebel, 3 Ausrücklager

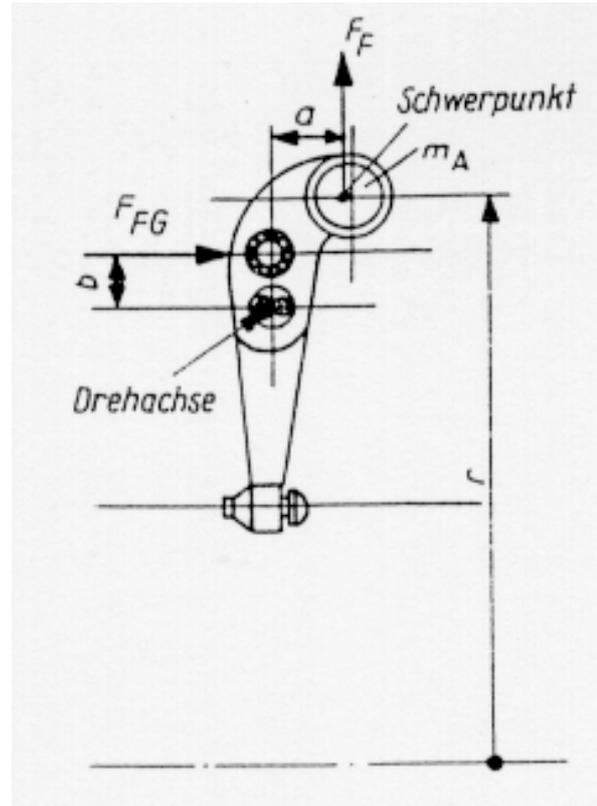


Bild 23: Fliehmasse

Die Fliehkraft F_F in N ergibt sich:

$$F_F = m_a * r * \omega^2$$

$$= m_a * r * (2\pi * n)^2$$

m_a - Ausrückhebelmasse

ω - Winkelgeschwindigkeit der Kupplung

r - Abstand vom Schwerpunkt der Ausrückhebel zur Drehachse der Kupplung

n - Drehzahl der Kupplung

Nun kann die Momentengleichung

$$F_{FG} * b = F_F * a$$

aufgestellt werden. a entspricht dem Abstand zwischen dem Schwerpunkt von m_a und

der Achse.

$$F_{FG} = m_a * r * \frac{a}{b} * \omega^2$$

Die Gesamtkraft F, die den Druckring gegen die Kupplungsscheibe presst, ergibt sich bei z Fliehmassen zu

$$F = F_{Feder} + z * m_a * r * \frac{a}{b} * \omega^2$$

Sie ist dem übertragbaren Kupplungsmoment direkt proportional und setzt sich aus einem konstanten und einem dem Quadrat der Kupplungsdrehzahl (Motordrehzahl) proportionalen Kraftanteil zusammen. Neben den halbzentrifugalen Kupplungen (zur Bedienungserleichterung eingesetzt) werden reine Fliehkraftkupplungen als Anfahrkupplungen in automatischen Pkw- und Motorradgetrieben verwendet.

- Kegelkupplungen

Bei diesen Kupplungen findet der Reibkontakt auf Kegelflächen statt. Bild 24 stellt den Grundaufbau dar und zeigt die Kräfte. Bei der einfachen Kegelkupplung wirkt die Anpresskraft F_A auf einen Kegelteil und muss über den anderen nach außen abgestützt werden. Der Kegelwinkel ψ und die Anpresskraft F_A (Bild 24) ergeben auf die kegelige Reibfläche eine Normalkraft

$$F_N = \frac{F_A}{\sin \psi}$$

Mit dem Reibwert μ_R und dem wirksamen Radius r kann das übertragbare Drehmoment ermittelt werden.

$$M_d = F_N * \mu_R * r$$

$$M_d = \frac{F_A}{\sin \psi} * \mu_R * r$$

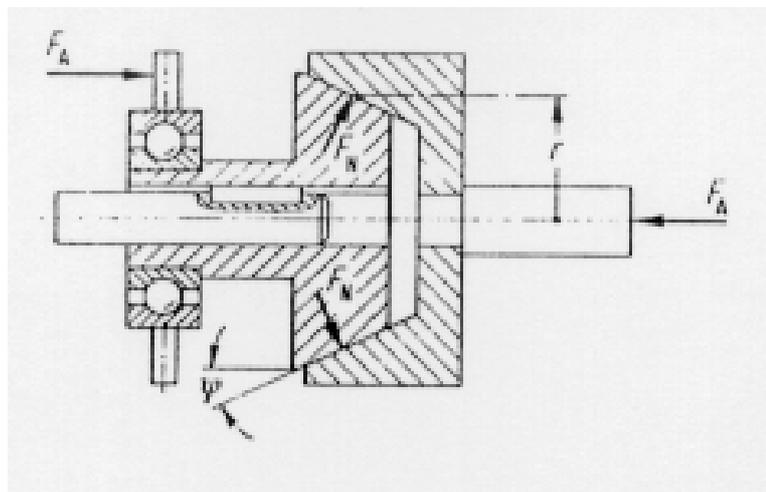


Bild 24: Einfachkegelkupplung

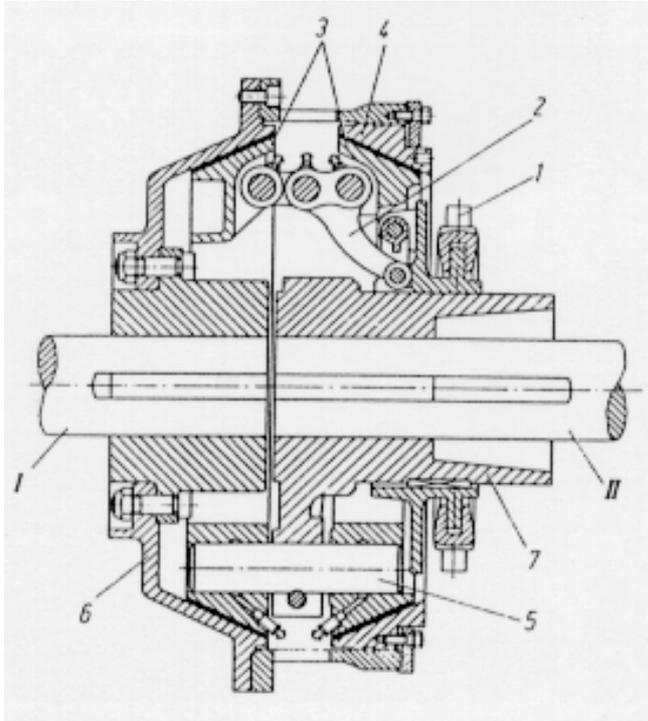


Bild 25: Doppelkegelkupplung
(Hersteller: Lohmann & Stolterfoth AG)
1 Betätigung, 2 Kniehebelsystem, 3 Kupp-
lungskörper, 4 Nachstellring, 5 Bolzen, 6 Au-
ßenmitnehmer 7 Innenmitnehmer

Eine Doppelkegelkupplung stellt Bild 25 dar. Auf der Welle I ist der Außenmitnehmer 6, auf der Welle II der Innenmitnehmer 7 befestigt. Bolzen 5 führen die Kupplungskörper 3 zum Innenmitnehmer. Greift eine Betätigungskraft an der Betätigung 1 an, dann werden Kupplungskörper 3 über das Kniehebelsystem 2 mit dem Außenmitnehmer 6 in Reibkontakt gebracht. Der Ring 4 dient zur Ein- und Nachstellung. Das Kniehebelsystem mit Übertotpunkt-Sperre hält die Vorspannung des Reibkontaktes aufrecht, auch wenn nach dem Einschaltvorgang die äußere Betätigungskraft Null wird. Die Doppelkupplung benötigt

zur Drehmomentenübertragung keine Abstützkraft von außen. Die Kegelkupplung wird in den meisten Synchronisierereinrichtungen von Kraftfahrzeugschaltgetrieben verwendet. Bild 26 zeigt die Schalteinrichtung mit zwei Zahnrädern. Die Zahnräder sind auf der Welle gelagert, es sind sogenannte Losräder. Der Synchronkörper 4 rastet mit einem Profil in die Welle ein. Am Außendurchmesser hat er ebenfalls ein Zahnprofil, in das die Schiebemuffe drehfest, aber axial verschiebbar eingreift. Soll ein Gang geschaltet werden, müssen Welle und Zahnrad drehfest verbunden werden. Im Augenblick der Schaltung besteht aber zwischen Welle und dem zu schaltenden Zahnrad eine Drehzahldifferenz. Werden jetzt Schaltverzahnungen gegeneinander geschoben, dann ratscht es, die Schaltung ist unmöglich und Schäden bleiben nicht aus. Die Synchronisierung soll, wie der Name sagt, die am Schaltvorgang beteiligten Bauteile in der Drehzahl angleichen und dann, bei Differenzdrehzahl annähernd Null, die formschlüssige Verbindung ohne Ratschen ermöglichen. Zusätzlich soll eine Sperreinrichtung die Schaltung verhindern, solange der Drehzahlangleich nicht vollzogen ist. Die Schaltung wird dadurch eingeleitet, dass die Hauptkupplung zum Motor gelüftet

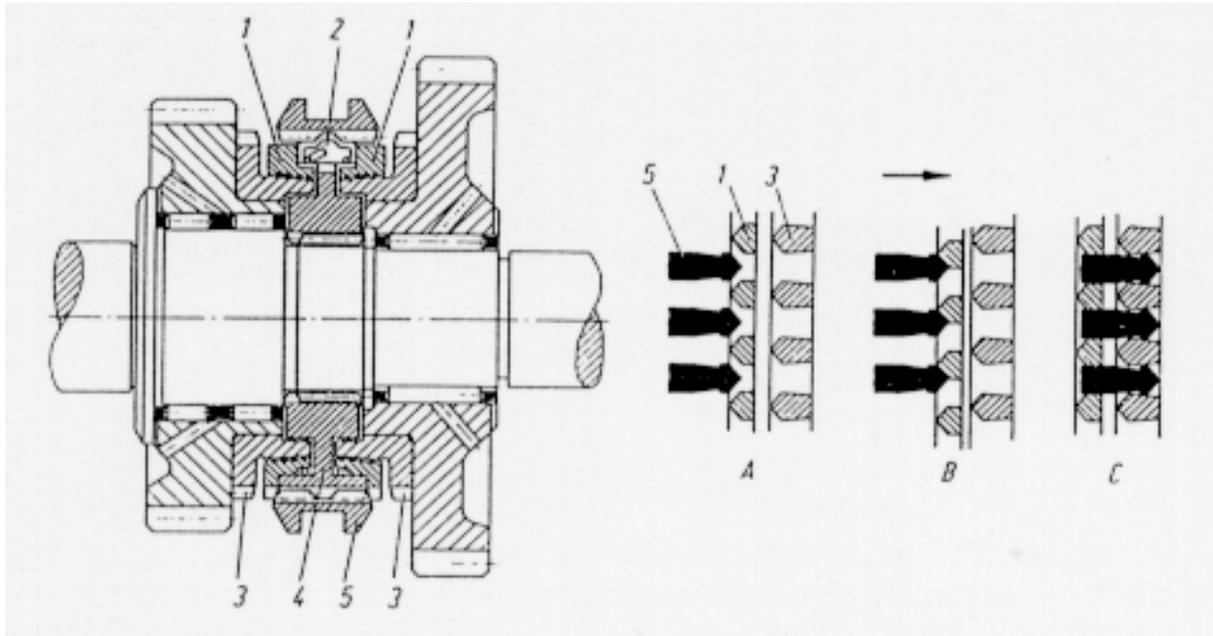


Bild 26: Kraftfahrzeug-Sperrsynchonisierung (Zahnradfabrik Friedrichshafen AG)
 1 Synchronring, 2 Druckstück, 3 Kupplungskörper, 4 Synchronkörper, 5 Schiebemuffe,
 A Leerlaufstellung, B Sperrstellung, C Eingeschaltet

wird. Danach muss der bisher benutzte Gang herausgenommen werden. Die Schal-
 tung erreicht eine Mittelstellung, den Leerlauf, Stellung A in Bild 26.

Angenommen, die Schiebemuffe 5 soll nach rechts geschaltet werden. Am Anfang
 besteht eine Differenzdrehzahl zwischen der Welle und dem rechten Zahnrad, also
 auch zwischen dem Schaltmechanismus (Teile 1, 2, 4, 5) und dem Kupplungskörper
 3, der mit dem Zahnrad fest verbunden ist. Wird die Schiebemuffe 5 nach rechts
 verschoben, drückt sie über das Druckstück 2 den Synchronring 1 ebenfalls nach
 rechts, bis dieser mit dem Kupplungskörper 3 in Reibkontakt kommt. Der Synchronring
 wird in Richtung der Differenzdrehzahl mitgenommen, aber nur für einen kleinen
 Schwenkwinkel, dann ist er an einem Anschlag, der am Synchronkörper 4 vorhan-
 den ist. Damit ist die Stellung B erreicht. Die Schiebemuffe 5 kann in die gewünschte
 Schaltrichtung nicht durchgeschoben werden, weil ihr der Synchronring den Weg
 sperrt. In dieser Phase gleicht die kegelige Reibpaarung der Teile 1 und 3 die Drehzahl
 von Welle und Zahnrad an. Die Schaltkraft an der Schiebemuffe hält weiterhin an, die
 Differenzdrehzahl geht gegen Null.

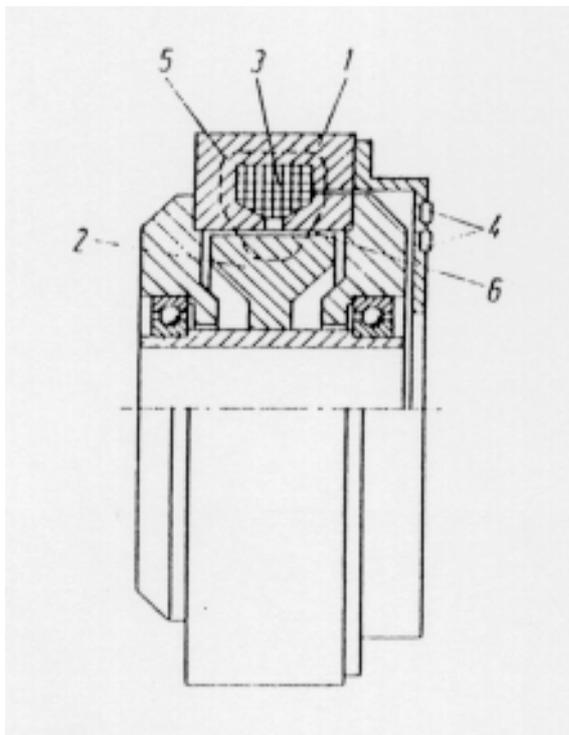
Dann kommt der Augenblick, in dem sich über die schrägen Flächen an den Verzäh-
 nungen die Kräfte der Betätigung und Sperrwirkung aufheben. Nun kann die Schiebe-
 muffe 5 mit ihrer Verzahnung in die Schaltverzahnung des Kupplungskörpers 3 ohne

Ratschen einrasten. Der Schaltvorgang ist beendet, Stellung C.

Der Kegelwinkel beträgt an den Synchronisierungen zumeist $6,5^\circ$. Als Werkstoff wird für den Synchronring teilweise Messing - Knetlegierung verwendet, gegen Stahl in der Reibpaarung. Weiterhin wird auch die Reibpaarung Stahl gehärtet gegen Molybdän häufig angewendet. Das Molybdän ist auf einen Stahlträger aufgespritzt.

- Magnetkupplung

Der Reibvorgang tritt in vielen Varianten bei der Bewegung von Bauteilen unterschiedlicher Form und Größe zutage. In der Technik von reibschlüssigen Kupplungen wird auch die Übertragungsfähigkeit magnetisierbarer Pulver angewendet. Das Produkt ist am Markt unter der technischen Bezeichnung Magnetpulververkopplung. Eine schematische Skizze zeigt Bild 27. Die Magnetspule 3 ist in einem Rotor 1 befestigt. Sie wird über Schleifringe 4 mit Strom versorgt und erzeugt ein Magnetfeld 5. Der Rotor 1 ist über Lager auf dem Rotor 2 geführt. In den Hohlraum der zwischen den Rotoren 1 und 2 entsteht, wird magnetisierbares feines Pulver eingebracht. Es gelangt auch in den



Luftspalt 6. Für das Magnetfeld 5 bildet dieses Pulver im Luftspalt eine Brücke, der Magnetkreis ist geschlossen.

Der Magnetismus führt das Pulver zu einer kompakten aber fließfähigen Masse zusammen. Zu jeder Stromstärke (Stärke des Magnetfeldes) gibt es ein Drehmoment bis zu dem das Pulver Kräfte relativ in Ruhe übertragen kann; danach werden sie mit Gleitbewegungen der Pulverteile aneinander weitergeleitet. Das Beispiel einer Drehmomentenkennlinie über dem Spulenstrom zeigt Bild 28. Mit der Stromstärke kann ein bestimmtes Drehmoment eingestellt werden.

Bild 27: Schema einer Magnetpulververkopplung
1 Rotor 1, 2 Rotor 2, 3 Magnetspule, 4 Schleifringe, 5 Magnetfluss, 6 Luftspalt

Ein höheres Drehmoment bringt die Kupplung zum Rutschen. Der Anwendungsbereich

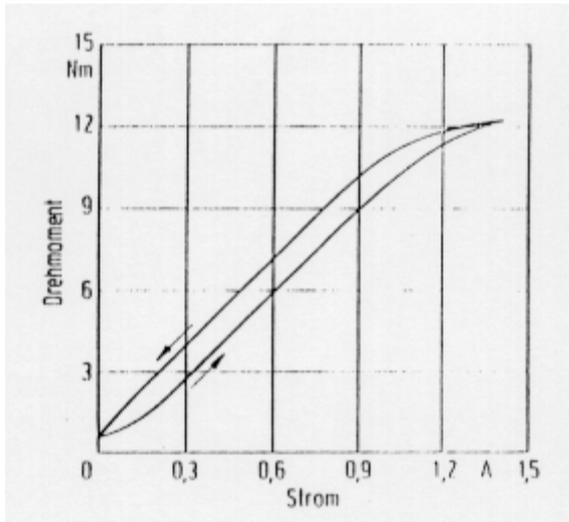


Bild 28: Kennlinie einer Magnetpulverkupplung

dieser Kupplung ist dort, wo weich angefahren, Überlasten abgesichert oder Spannungen/Kräfte geregelt werden sollen. Der zulässige Schlupf ist ein Problem der möglichen Wärmeabfuhr. Praktische Erfahrungen weisen auf Veränderungen des Pulvers hin. Hohe Zeitanteile von Schlupf verändern Größen und Struktur des Pulvers, die Kupplung bekommt ein unterschiedliches Betriebsverhalten gegenüber dem Neuzustand.

Tafel 2: Kfz - typische Kupplungen

- Hydrodynamische Kupplungen und Wandler

Die hydrodynamischen Kupplungen und Wandler sind Erfindungen von H. Föttinger (1905), nach dem diese auch oft benannt werden. Bild 29 zeigt den Grundgedanken eines Föttinger - Getriebes.

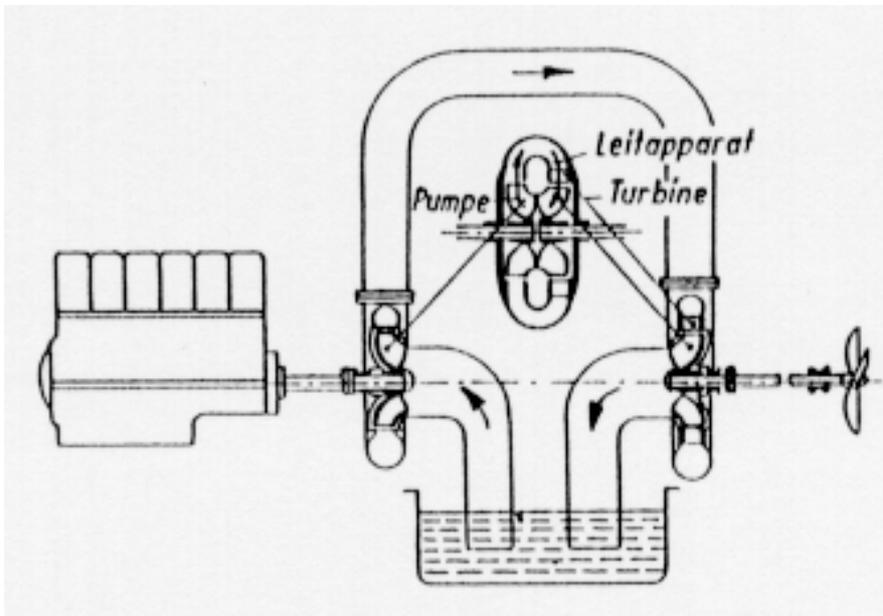


Bild 29: Grundsätzlicher Aufbau eines Föttinger-Getriebes

Beide Arten werden einzeln als auch in Kombination bei der Kraftübertragung in Kraftfahrzeugen genutzt. Sind nur diese Elemente vorhanden, dann spricht man von der hydraulischen Kraftübertragung. Oftmals wird eine hydraulische Kupplung mit einem me-

chanischen Getriebe vereint, dann wird von einer hydromechanischen Kraftübertragung gesprochen. Kombinationen zwischen einer Föttinger-Kupplung mit Wandler

oder Wandler - Kupplung (System Trilok) mit nachgeschaltetem Planetengetriebe sind ebenfalls möglich. Bild 30 zeigt den prinzipiellen Aufbau einer Föttinger - Kupplung und eines Wandlers.

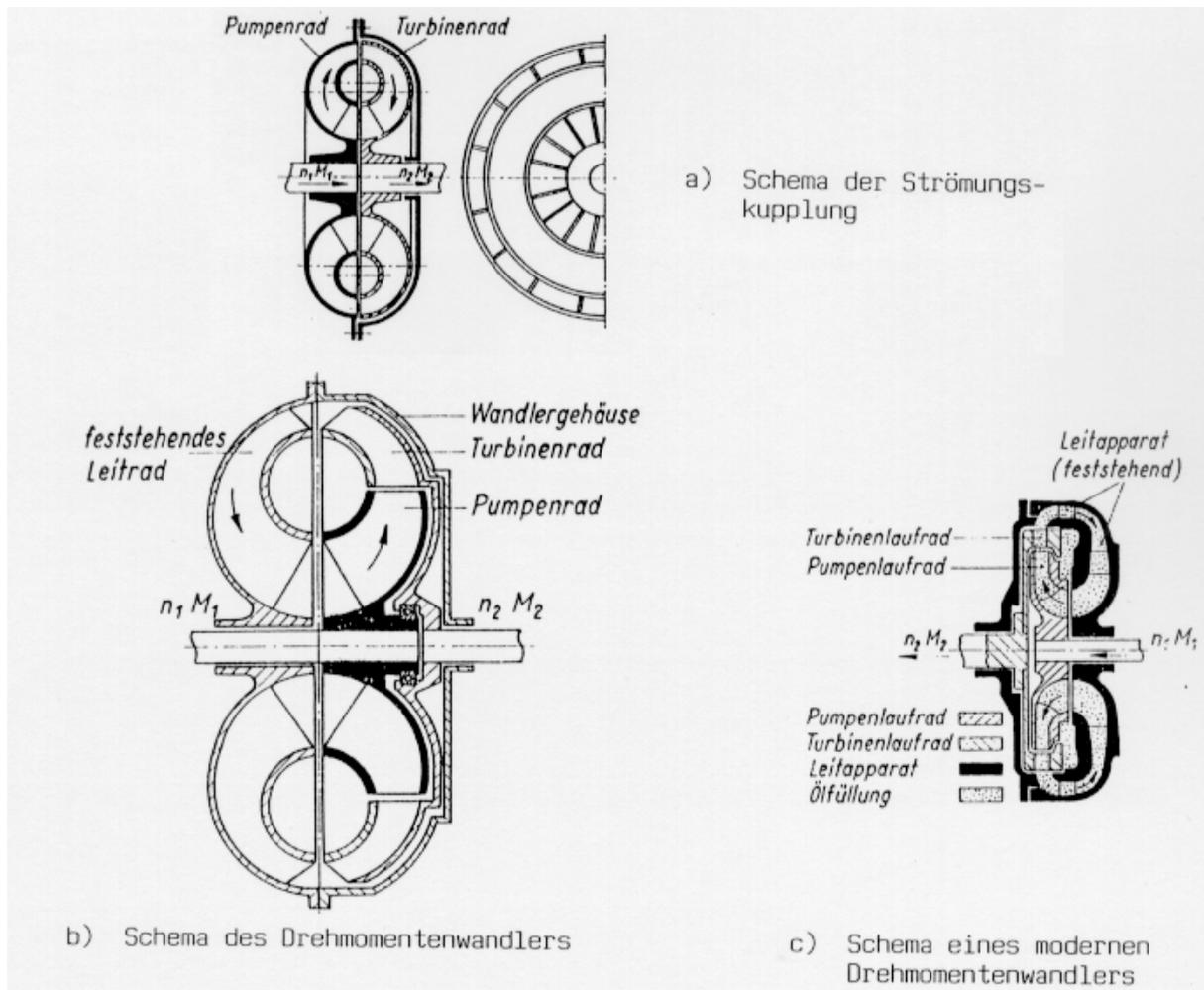


Bild 30: Schematischer Aufbau von Strömungskupplungen und -wandlern

* Föttingerkupplung - Strömungskupplung

Die Strömungskupplungen werden in zwei Hauptgruppen unterschieden:

- ★ Turbinenkupplungen mit konstanter Ölfüllung, als Anfahr-, Sicherheits- und Rutschkupplung
- ★ Turbinenkupplungen mit veränderlicher Ölfüllung, als Regelkupplung zur stufenlosen Drehzahlregelung

Die Strömungskupplung besteht primärseitig aus einem Pumpenrad und sekundärsei-

tig aus einem Turbinenrad. Die Schaufeln der Räder sind radial angeordnet. Das Pumpenrad ist mit dem Kupplungsgehäuse mechanisch fest verbunden. Bei Pumpen entfällt das Leitrad. Somit ist das Abtriebsmoment in allen Betriebszuständen gleich dem Antriebsmoment, d.h. $M_2 = M_1$. Die Übertragung des Drehmoments erfolgt ausschließlich durch Massenkräfte. Zwischen Pumpen- und Turbinenrad bildet sich ein in Pfeilrichtung (Bild 30a) umlaufender Flüssigkeitsring (Ölkreislauf) aus. Dessen Geschwindigkeit ist bei stillstehendem Turbinenrad und maximaler Drehzahl des Pumpenrades am größten. Durch die mit steigender Turbinendrehzahl wachsende Fliehkraft der Ölfüllung verlagert sich der Ölkreislauf mehr und mehr nach dem äußeren Durchmesser der Räder, und die Zirkulation hört kurz vor dem Übereinstimmen von Pumpen- und Turbinendrehzahl auf. In diesem Zustand wird kein Drehmoment übertragen. Im Pumpenrad wird die Flüssigkeitsmasse auf eine bestimmte Umlaufgeschwindigkeit beschleunigt. Beim Übergang auf das mit verminderter Drehzahl rotierende (oder stillstehende) Turbinenrad wird die Umfangsgeschwindigkeit vermindert und die der Flüssigkeitsmasse vom Pumpenrad zugeführte Energie an das Turbinenrad abgegeben.

Der zwischen Pumpen- und Turbinenrad zur Leistungsübertragung erforderliche Drehzahlunterschied wird als Schlupf s bezeichnet.

$$s = \frac{n_P - n_T}{n_P} = 1 - \frac{n_T}{n_P}$$

n_T - Drehzahl des Turbinenrades

n_P - Drehzahl des Pumpenrades

Die Drehmomente des Pumpenrades M_{dP} und des Turbinenrades M_{dT} sind einander stets gleich.

$$M_{dP} = M_{dT} = \lambda * n^2 * D^5$$

λ - Faktor, der die Reibungs- und Strömungsverhältnisse in der Kupplung berücksichtigt [kg / m³]

n - Drehzahl des Pumpen- oder Turbinenrades [s⁻¹]

D - Durchmesser der Kupplung / Turbine [m]

Aus der Grundbeziehung $P = M_d \cdot \omega$ folgt, dass die Leistungen der Pumpe und Turbine wegen der unterschiedlichen Winkelgeschwindigkeiten (Schlupf) stets verschieden sind.

Die durch den Schlupf bedingte Energiedifferenz wird in Wärme umgesetzt.

Die Auslegung von Strömungskupplungen wird speziell für Anfahrkupplungen so vorgenommen, dass bei dem Nenndrehmoment ein Schlupf von 2 ... 3 % auftritt und damit die Leistung mit einem Wirkungsgrad von 97 ... 98 % übertragen wird.

Die durch den Schlupf zwischen Pumpen- und Turbinenrad, der beim Anfahren und im Leerlauf 100 % ($S = 1$) betragen kann, entstehende Wärme wird entweder durch das Öl, welches ständig durch die Strömungskupplung gepumpt wird, oder bei Kupplungen mit einer einmaligen konstanten Ölfüllung durch die Kühlluft abgeführt.

Durch die hydraulische Kupplung kann ein Verbrennungsmotor nicht überlastet werden. Bild 31a zeigt die Kennlinien einer Strömungskupplung.

* Drehmomentenwandler

Der Drehmomentenwandler besteht aus einem mit

- + der Antriebsrolle mechanisch fest verbundenen rotierenden Pumpenrad,
- + der Antriebsrolle fest verbundenen rotierenden Turbinenrad,
- + dem Gehäuse verbundenen feststehenden Leitrad.

Die Anordnung des Pumpen-, Turbinen-, und Leitrades ergibt einen geschlossenen Flüssigkeitskreislauf. Die Flüssigkeitsmasse läuft, von der Pumpe ausgehend, über die Turbine durch das Leitrad und wieder zur Pumpe um. Gleichzeitig bewegt sich die Flüssigkeitsmasse um die Drehachse der An- und Abtriebswelle.

Als Flüssigkeit wird ein dünnflüssiges Mineralöl verwendet. Es stellt als Flüssigkeitsring die kraftschlüssige, elastische und stoßfreie Verbindung zwischen Antriebs- und Arbeitsmaschine her. Die Pumpe nimmt innerhalb jeder Eintrittsdrehzahl ein nahezu konstantes Motordrehmoment auf. Die durch das Pumpenrad beschleunigte Flüssig-

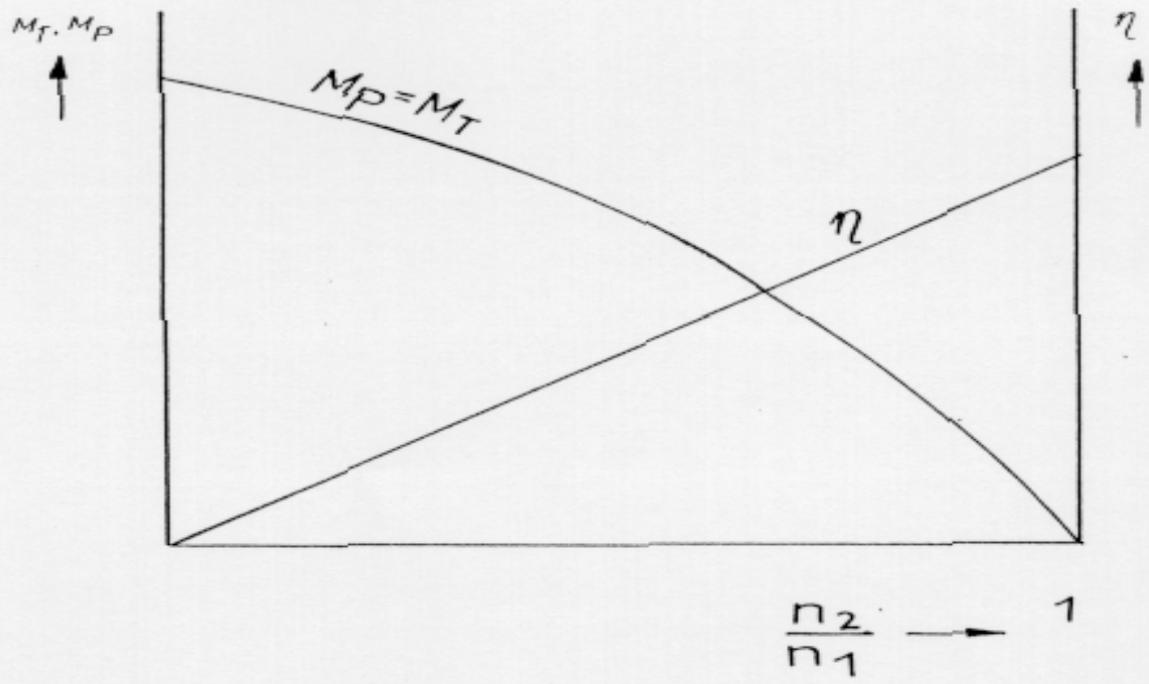
keitsmasse wird im Turbinenrad verzögert. Daher wird über die Abtriebswelle ein gegenüber dem Pumpenelement mehrfaches Drehmoment abgegeben. Das Leitrad, als Drehmomentenstütze wirkend, nimmt das Restdrehmoment, d.h. die Differenz zwischen An- und Abtriebsdrehmoment, auf.

Es ermöglicht damit eine Drehmomentenwandlung. Dabei wird das Betriebsöl in seiner Bewegungsrichtung umgelenkt und wieder dem Pumpenrad zugeführt. In Abhängigkeit von der Turbinendrehzahl wird die Flüssigkeit beim Durchfluss durch das Turbinenrad mehr oder weniger umgelenkt. Infolge der Verzögerung der Strömungsgeschwindigkeit wird somit ein Drehmoment abgegeben (Bild 32). Das im Anfahrbereich große Drehmoment verringert sich mit zunehmender Turbinen- bzw. Abtriebsdrehzahl und wird gleich Null bei der Durchgangsdrehzahl, d.h. wenn die Pumpendrehzahl der Turbinendrehzahl entspricht. Die Kennlinien eines Drehmomentenwandlers sind im Bild 31b dargestellt.

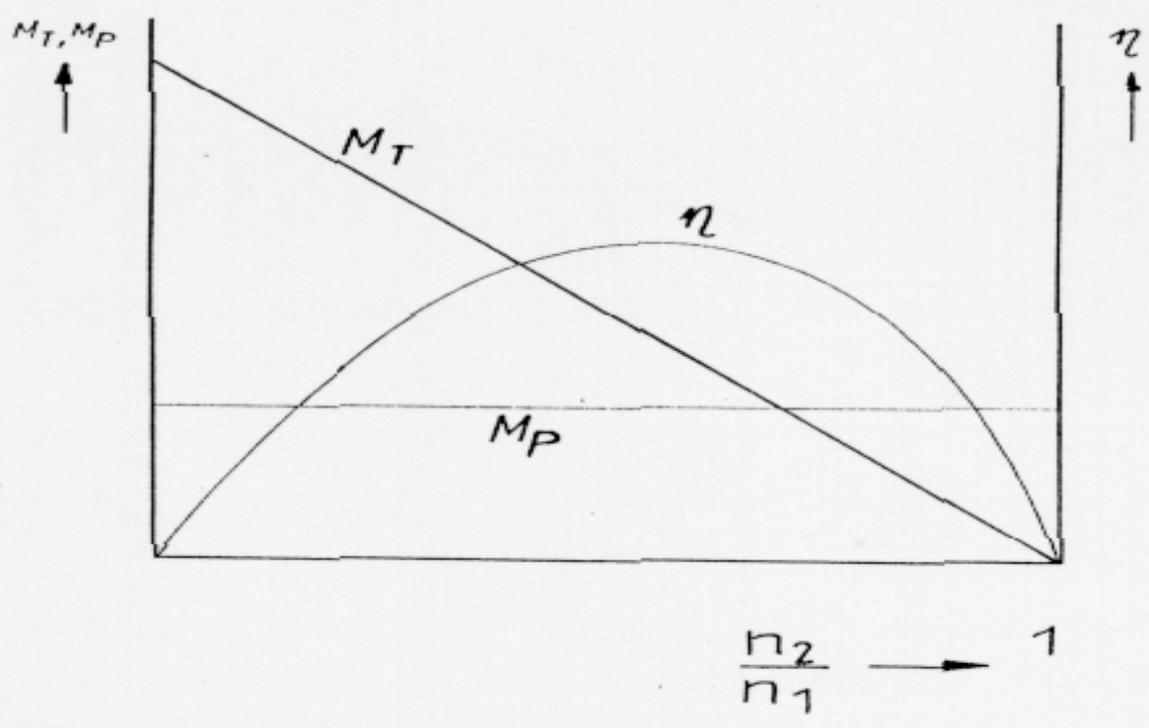
* Trilok - Wandler

Die Vorteile des Wandlers (bei kleinem Drehzahlverhältnis eine hohe Momentenwandlung) und diejenigen der Kupplung (bei großem Drehzahlverhältnis ein hoher Wirkungsgrad) werden beim Trilok - Wandler gleichzeitig genutzt. Ein idealisiertes Kennfeld ist in Bild 33 dargestellt. Bei einem Trilok - Wandler beginnt das Leitrad dann mit zu rotieren, wenn sich die auf ihm abgestützten Drehmomente umkehren. Bei Drehzahlverhältnissen, die größer als diejenigen im Kupplungspunkt sind, wirkt der Wandler als Kupplung.

Das heißt, dass der stark abfallende Ast der Wirkungsgradkurve des Wandlers im Kupplungsbereich nicht zur Wirkung kommt. Der Trilok - Wandler arbeitet dann als Kupplung und ein Anstieg des Wirkungsgrades ist die Folge. Das bringt besonders für den Einsatz eines Trilok - Wandlers im Kraftfahrzeug Vorteile, da sehr oft im Kupplungsbereich gefahren wird. Somit ist eine Energieeinsparung möglich. Die Umschaltung von Wandler auf Kupplung erfolgt etwa bei einem Drehzahlverhältnis $n_2 / n_1 \approx 0,8$. Es wird somit möglich, den gesamten Drehzahlbereich eines Fahrzeuges vom Anfahren bis zur Höchstgeschwindigkeit des Fahrzeuges mit einem Trilok - Wandler bei ansprechendem Wirkungsgrad zu überdecken.



a) Kennfeld einer Kupplung



b) Kennfeld eines Wandlers

Bild 31: Kennlinien von Strömungskupplung und -wandler

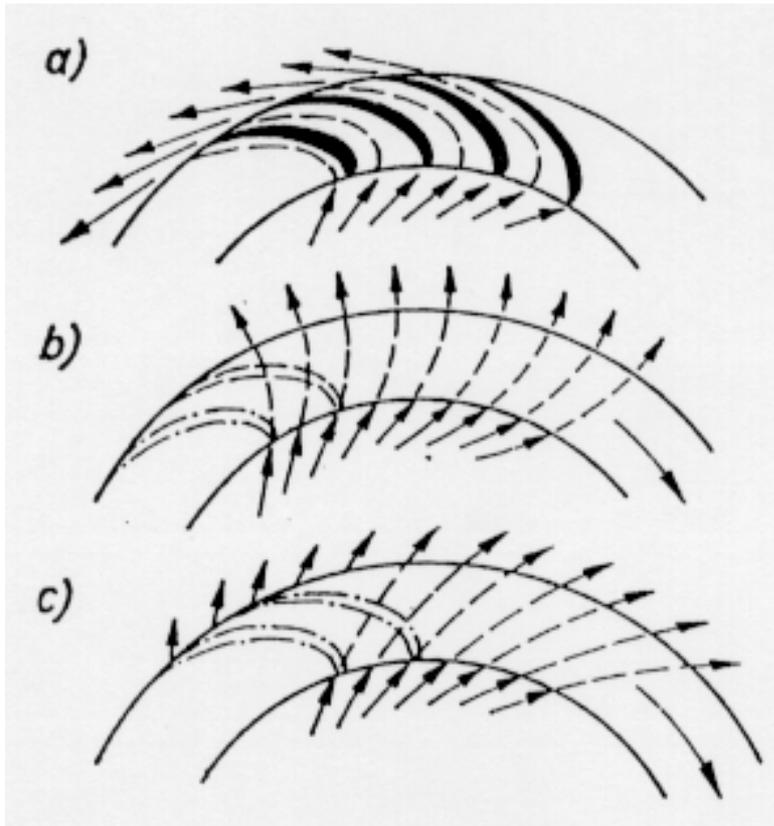


Bild 32: Richtung der Flüssigkeit beim Durchfließen eines Turbinenrades

- a) Anfahrpunkt $n_2 = 0$
- b) Betriebszustand $n_2 < n_1$
- c) Durchgangsdrehzahl $n_2 = n_1$

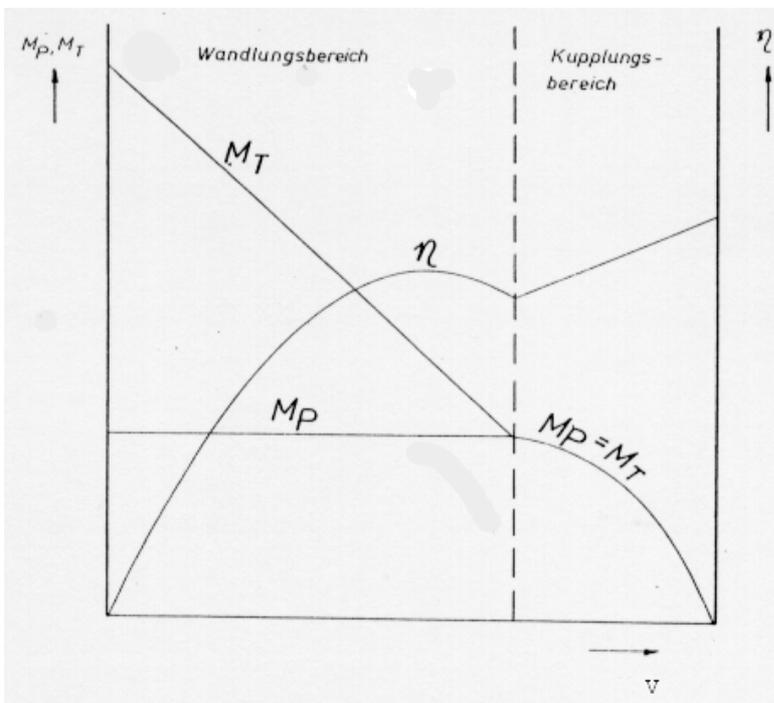


Bild 33: Kennfeld eines Trilok-Wandlers

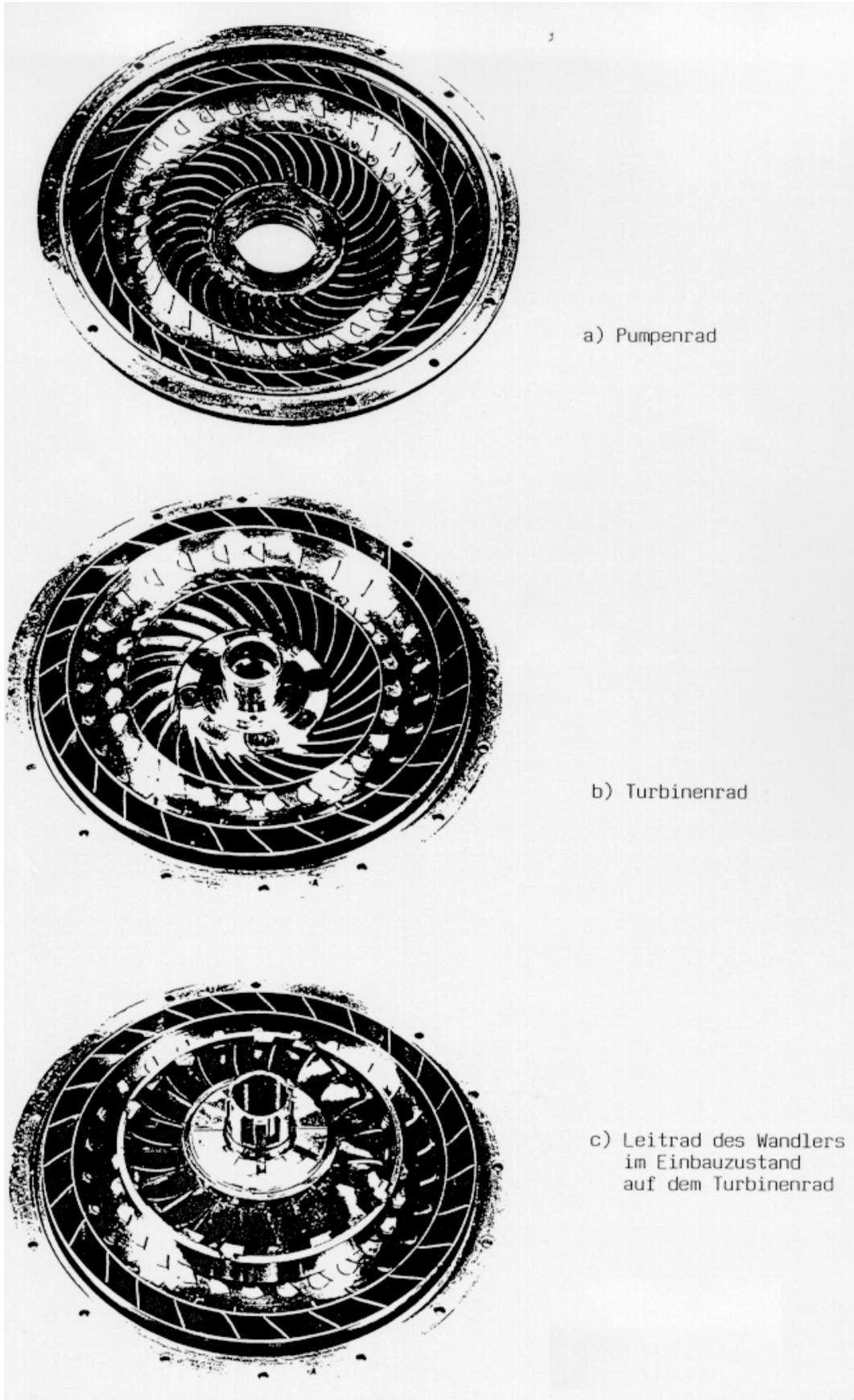


Bild 34: Beschaufelung eines Trilok-Wandlers