

# Grundlagen der Fahrzeugtechnik I und II

Marcel Revfi

30. Juli 2011

## Zusammenfassung

Dies ist eine Zusammenfassung der Vorlesungen „Grundlagen der Fahrzeugtechnik I“ und „Grundlagen der Fahrzeugtechnik II“ die von Prof. Dr.rer.nat. F. Gauterin und Dipl.-Ing. H.-J. Unrau im Wintersemester 2009/2010 und im Sommersemester 2010 am Karlsruher Institut für Technologie gehalten wurden. Erstmals gelesen von Prof. Dr.-Ing. R. Gnadler. Es basiert zusätzlich auf Skriptum und Literatur.

Die Zusammenfassung ist für *meine persönlichen Zwecke* im Rahmen der Prüfungsvorbereitung entstanden. Daher kein Anspruch auf Vollständigkeit, kein Anspruch auf Korrektheit und kein Anspruch auf guten Stil.

Kontakt: <vorname>@<nachname>.de

**Achtung: Dies ist keine finale Version!**

**todo: Rechtschreibfehler korrigieren**

# Inhaltsverzeichnis

<b>1 Fahrmechanik</b>	<b>5</b>
1.1 Fahrwiderstände	5
1.1.1 Radwiderstand	6
1.1.2 Luftwiderstand	9
1.1.3 Steigungswiderstand	10
1.1.4 Beschleunigungswiderstand	10
1.2 Das Fahrzustandsdiagramm	12
1.2.1 Konstruktion des Fahrzustandsdiagrammes	13
1.2.2 Muscheldiagramm	13
1.3 Mechanik der Antriebskräfte	14
1.3.1 Bestimmung der Schwerpunktslage	14
1.3.2 Achslasten	15
1.3.3 Antriebsgrenzen	16
1.3.4 Allradantrieb	18
1.4 Mechanik der Bremskräfte	20
1.4.1 Schlupf und Kraftschlussbeanspruchung	21
1.4.2 Verteilung der Bremskräfte	22
1.4.3 Anti Blockier System	23
1.5 Mechanik der Querkräfte	24
1.5.1 Regelung der Fahrdynamik	24
1.6 Unfallmechanik	25
1.6.1 Auslaufanalyse und Rückrechnung	25
1.6.2 Stoßrechnung	26
1.6.3 Vermeidbarkeit	30

1.7	Passive Sicherheit . . . . .	30
1.7.1	Beschleunigung auf Fahrgastzelle . . . . .	30
1.7.2	Wandaufprall . . . . .	31
1.7.3	Fahrzeug-Fahrzeug-Kollision . . . . .	32
1.7.4	Wirkung auf Insassen . . . . .	34
1.7.5	Verletzungskriterien . . . . .	35
<b>2</b>	<b>Antriebsmaschinen</b>	<b>37</b>
2.1	Verbrennungsmotor . . . . .	37
2.1.1	Ideal: CARNOT-Prozess . . . . .	38
2.1.2	Ideal: SEILIGER-Prozess . . . . .	39
2.1.3	Reale Prozesse . . . . .	41
2.1.4	Ventilsteuerzeiten . . . . .	41
2.1.5	Kenn- und Leistungsgrößen . . . . .	42
2.1.6	Leistungssteigerung . . . . .	47
2.1.7	Treibstoffe . . . . .	48
2.2	Abgasemission . . . . .	49
2.2.1	Schadstoffe . . . . .	49
2.2.2	Emittenten . . . . .	51
2.2.3	Grenzwerte und Fahrzyklus . . . . .	51
2.2.4	Rohemission . . . . .	52
2.2.5	Motorische Gegenmaßnahmen . . . . .	52
2.2.6	Außermotorische Abgasnachbehandlung . . . . .	54
2.3	Alternative Antriebe . . . . .	55
2.3.1	Hubkolbenmotor . . . . .	56
2.3.2	Gasturbine . . . . .	57
2.3.3	Elektromotor . . . . .	58
2.3.4	Hybride Antriebstechnologien . . . . .	60
<b>3</b>	<b>Kennungswandler</b>	<b>65</b>
3.1	Kupplungen . . . . .	66
3.1.1	Reibungskupplung . . . . .	66
3.1.2	Strömungskupplung . . . . .	69

3.1.3	Viskokupplung	70
3.1.4	Haldex-Kupplung	71
3.2	Getriebetypen	71
3.2.1	Getriebeabstufung wählen	72
3.2.2	Vorgelegegetriebe	73
3.2.3	Planetengetriebe	76
3.2.4	Stufenlose Getriebe	77
3.2.5	Strömungsgetriebe	79
3.3	Halbautomaten	82
3.4	Vollautomaten	83
3.4.1	Vollautomatisches Planetengetriebe	83
3.4.2	Vollautomatisches Vorgelegegetriebe	84
3.4.3	Stufenlose Automaten	85
<b>4</b>	<b>Leistungsübertragung und -verteilung</b>	<b>87</b>
4.1	Wellen und Wellengelenke	87
4.1.1	Wellen	87
4.1.2	Wellengelenke	88
4.2	Differenziale	90
4.2.1	Treibachsdifferenziale	91
4.2.2	Verteilerdifferenziale	92
4.2.3	Sperrdifferenziale	94
<b>5</b>	<b>Fahrwerk</b>	<b>99</b>
5.1	Radaufhängung	99
5.1.1	Starrachsen	101
5.1.2	Verbundlenkerachsen	102
5.1.3	Einzelradaufhängung	103
5.1.4	Achskinematik	104
5.1.5	Aktive und passive Fahrwerke	108
5.2	Räder und Reifen	110
5.2.1	Gummireibungstheorie	111
5.2.2	Kräfte und Momente am Rad	114
5.2.3	Einfluss auf Fahrverhalten	118

<b>6</b>	<b>Lenkung</b>	<b>120</b>
6.1	Auslegung einer Lenkung . . . . .	120
6.1.1	Statische Auslegung . . . . .	121
6.1.2	Dynamische Auslegung . . . . .	121
6.2	Manuelle Lenksystemtypen . . . . .	122
6.3	Servolenkung . . . . .	122
6.4	Steer By Wire . . . . .	123
6.5	Lenkung von Anhängern . . . . .	124
<b>7</b>	<b>Bremsen</b>	<b>126</b>
7.1	Scheibenbremse . . . . .	128
7.2	Trommelbremse . . . . .	128
7.3	Retarder . . . . .	129
7.3.1	Primärretarder . . . . .	130
7.3.2	Sekundärretarder . . . . .	131
7.4	Brake by Wire . . . . .	132
<b>A</b>	<b>Symbole, Größen und ihr Formelzeichen</b>	<b>134</b>
<b>B</b>	<b>Abkürzungsverzeichnis</b>	<b>147</b>
<b>C</b>	<b>Stoffübersicht als Mindmaps</b>	<b>149</b>

# Kapitel 1

## Fahrmechanik

Die Fahrmechanik ist die Lehre von den Kräften und den Bewegungen am Fahrzeug. Die Mechanik teilt sich auf in die Kinematik und die Dynamik. Erstere betrachtet die Bewegung von Fahrzeugen (also Geschwindigkeit und Beschleunigung). Die Dynamik dagegen betrachtet die Bewegung als die Wirkung von Kräften.

Es wirken viele Kräfte an Aufbau und Fahrwerk, besonders zwischen Reifen und Fahrbahn. Sie tragen zur Beschleunigung und Verzögerung in Längs- und Querrichtung bei. Wollen wir eine Fahrgeschwindigkeit halten, müssen wir die physikalisch gegebenen Fahrwiderstände mit Antriebskräften aufwiegen. Über die Zeit hinweg geht damit Energie verloren (in Wärme) oder wird umgewandelt (in kinetische/potentielle Energie) und wir erbringen eine Leistung. Wollen wir die Geschwindigkeit ändern und beschleunigen, dann müssen wir Vortrieb generieren indem wir mehr Antriebskraft erzeugen als Fahrwiderstände angreifen. Die Fahrwiderstände werden in Kapitel 2.1 und die Antriebskräfte in 2.3 behandelt. Insbesondere, wie sie auf die Straße gebracht werden. Das Fahrzustandsdiagramm (Kapitel 2.2) lässt uns u.a. Aussagen darüber treffen, wie viel potentielle Antriebskraft bei gegebenen Fahrwiderständen vorhanden ist, um die Fahrgeschwindigkeit zu ändern.

Kapitel 2.4 behandelt nach der Abhandlung der wirksamen Antriebskräfte in 2.3 die wirksamen Bremskräfte.

### 1.1 Fahrwiderstände

Um das Fahrzeug in der Ebene in Bewegung zu setzen muss ihm Energie zugeführt werden. Dies erfolgt über die Antriebsmaschine, die chemische Energie in thermische und mechanische umwandelt. Die mechanische Energie steht für die zu überwindenden Fahrwiderstände zur Verfügung. Zu jeder Zeit entspricht die mechanische Leistung, die der Motor abgibt genau derjenigen Leistung, die man braucht, um die Fahrwiderstände mit einer bestimmten Geschwindigkeit  $v$  zu überwinden und die intrinsischen Verluste auszugleichen. Die **Straßenfahrleistung** ist dann die Leistung, die an den Rädern aufgebracht werden muss, um das

Fahrzeug mit Geschwindigkeit  $v$  zu bewegen.

$$N_{Mot} - N_T = N_{St} = \sum_{i=1}^4 N_{Rad,i} + N_S + N_L + N_B + N_Z$$

Wenn zum Beispiel der Motor viele Leistung an der Schwungscheibe abgibt, sich das Fahrzeug aber nicht in Bewegung setzt, dann ist der Triebwerkswiderstand so groß wie abgegebene Leistung der Antriebsmaschine. Die Kupplung ist geöffnet oder schleift.

Die Fahrwiderstände werden in Newton gemessen und betragen bei 100km/h und einem Fahrzeug das mit 10000N auf den Boden drückt für den Triebwerks- und den Radwiderstand typischerweise um die 150N. Der Luftwiderstand beträgt dort schon 400N und steigt quadratisch an. Der Steigungswiderstand bei 10% Steigung liegt typischerweise bei ca. 1000N und ist Geschwindigkeitsunabhängig.

Es sind noch weitere Widerstände zu überwinden: Kurvenwiderstand, Radlagerreibung, Restbremsmoment, Federungswiderstand, Nebenaggregate (z.B. Benzinpumpe, Servolenkung oder Heckscheibenheizung). Die Leistung die benötigt wird, um die Widerstandskräfte der Nebenaggregate zu überwinden ist in  $N_{Mot}$  allerdings schon abgezogen. Die Wärme der Gebläseheizung wird von der thermischen Energie zur Verfügung gestellt.

Der **Triebwerkswiderstand** besteht aus sämtlichen Widerständen, die zwischen Schwungscheibe und Radnabe überwunden werden müssen. Die Leistung, die aufgebracht werden muss, um den Triebwerkswiderstand mit einer bestimmten Geschwindigkeit zu überwinden  $N_T$  ist in der Straßenfahrleistung schon abgezogen. Die Leistung entspricht ca. 15% der Motorleistung.

Die Formel der **Straßenfahrleistung** lässt sich auch anders hinschreiben. Man betrachtet die Leistung, die der Motor an der Schwungscheibe abgibt (z.B. 55kW minus Leistung der Nebenaggregate). Sie ist i.A. stets gleich der Leistung, die benötigt wird, um mit einer bestimmten Geschwindigkeit die Fahrwiderstände zu überwinden. Summiert werden anders gesagt die Leistungsverluste im Antriebsstrang und an den Rädern sowie um die Luft zu verdrängen bis hin zu denjenigen um dem Fahrzeug kinetische und potentielle Energie zuzuführen.

$$N_{Mot} = N_T + \sum_{i=1}^4 N_{Rad,i} + N_S + N_L + N_B + N_Z$$

### 1.1.1 Radwiderstand

Wir wollen eine Geschwindigkeit erreichen. Um den Radwiderstand zu überbrücken müssen wir dafür eine Leistung (Also eine Kraft über einen bestimmten Weg hinweg während einer bestimmten Zeit) aufbringen. Soll der Weg länger werden aber die Zeit gleich bleiben, dann muss die Leistung erhöht werden. Der Radwiderstand besteht aus dem **Vorspurwiderstand**, dem Rollwiderstand und dem **Schwallwiderstand**. Der Rollwiderstand wiederum



setzt sich aus dem **Walkwiderstand** und dem **Luftwiderstand** eines Rades zusammen. Für den Rollwiderstand gilt dann:

$$W_{Ri} = \mathbf{W}_{wi} + \mathbf{W}_{Li} = f_{Ri} \cdot P_{Zi}$$

damit ist der Radwiderstand gegeben durch:

$$W_{Rad,i} = W_{Ri} + \mathbf{W}_{vi} + \mathbf{W}_{Si}$$

und die Radwiderstandsleistung mit der Fahrgeschwindigkeit  $v$  in m/s durch:

$$N_{Rad,i} = W_{Rad,i} \cdot v$$

Der Rollwiderstand ist direkt proportional zur  $q$  mit dem Proportionalitätsfaktor  $f_{Ri}$ . Dieser Faktor (Rollwiderstandsbeiwert) ist ca. das 1,25-fache des Walkwiderstandsbeiwertes (siehe unten). Mit zunehmender Geschwindigkeit kann der Rollwiderstandsbeiwert auf bis zu 0,03 Prozent bei 250km/h anwachsen, da sich stehende Wellen (räumlich fest, stationär) einstellen, durch die der Reifen sich durchbewegen muss. Bei Schienenfahrzeugen liegt der Rollwiderstandsbeiwert bei nur ca. 3 Promille. Also: Mit zunehmender Rauheit der Fahrbahnoberfläche und zunehmender Geschwindigkeit steigt der Rollwiderstandsbeiwert. Mit zunehmendem Druck im Reifen sinkt dieser.

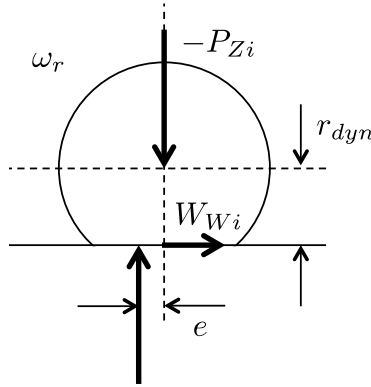
## Walkwiderstand

Der Walkwiderstand macht etwa 80% des Radwiderstandes aus. Er entsteht durch die Walkarbeit, die verrichtet werden muss, wenn das Rad sich durch den Latsch hindurchdreht. Hier findet eine fortweilende Verformung des Rades statt. Feder- und Dämpferarbeit des Elastomers ist hier wichtig.

Die Kraft der Radlast greift bei dem rollenden Rad wegen der inhomogenen Kräfteverteilung (unsymmetrische Flächenrpressung) auf die Aufstandsfläche etwas weiter vorne an (Abstand  $e$  zur Projektion der Radmitte auf die Fahrbahn). Es entsteht ein der Rollbewegung entgegengerichtetes Rollwiderstandsmoment. Um das Rad in Bewegung zu halten muss man eine Kraft in der Größe des Walkwiderstandes  $W_{Wi}$  mit dem Hebelarm  $r_{dyn}$  aufbringen, die sich aus diesem Rollwiderstandsmoment ergibt:

$$W_{Wi} = \frac{e}{r_{dyn}} P_{Zi}, \quad k_{Ri} = \frac{e}{r_{dyn}}$$

Man erhält den dimensionslosen Walkwiderstandsbeiwert  $k_{Ri}$  als Proportionalitätsfaktor. Mit zunehmender Radlast nimmt auch  $e$  zu und damit wird auch  $k_{Ri}$  größer.  $k_{Ri}$  liegt typischerweise bei 0,01. Das heisst 10 Promille der Radlast wird als Walkwiderstand wirksam und trägt zum Rollwiderstand bei.



## Luftwiderstand

Der Luftwiderstand macht die restlichen 20% des Radwiderstandes aus. 10% davon ist der Strömungswiderstand durch den Ventilatoreffekt der Radschüsseln (Rotation) und 10% ist der Strömungswiderstand um die frontal auftreffende Luft zu verdrängen (Translation).

## Vorspurwiderstand

Schräglaufwinkel alpha zwischen Reifenhauptebene und Radschwerpunktsgeschwindigkeit erzeugt Seitenführungskraft  $S_i$  senkrecht zur Reifenhauptebene. Sie kompensiert auch die Fliehkraft, die in der Kurvenfahrt entsteht. Die Seitenkraft zieht das Rad in die Kurve. Die Komponente in x-Richtung entgegen der Bewegungsrichtung ist der Schräglaufwiderstand.

Der Vorspurwiderstand ist dann der Schräglaufwiderstand bei ganz kleinen Winkeln. Die Vorspur führt zu kleinen Seitenkräften um die Achse elastokinematisch vorzuspannen. Man hat ein unmittelbares Ansprechen der Lenkung und gute Spurtreue. Das erkauft man sich durch konstruktionsbedingte Fahrwiderstände

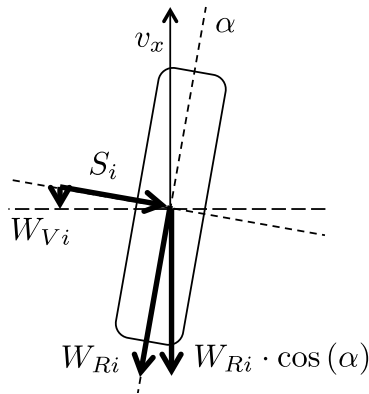
Über eine Kräftebilanz und einer Teleskopsummenteknik erhält man bei Vernachlässigung des Schwallwiderstandes eine Gleichung für den Schräglaufwiderstand:

$$W_{Rad,i} = W_{Ri} - \underbrace{(1 - \cos(\alpha)) + S_i \sin(\alpha)}_{\text{Schräglaufwiderstand}}$$

Bei kleinen Winkeln (in der Achskinematik ca. 0,5grad voreingestellt an der VA) ist der cosinus gleich 1 und der sinus gleich dessen Argument. damit ist:

$$W_{Vi} = S_i \cdot \sin(\alpha) \approx S_i \cdot \alpha \quad W_{Vi} = c_\alpha \cdot \alpha^2$$

Die Rollwiderstandserhöhung geht insgesamt also quadratisch mit dem Schräglaufwinkel. Der Vorspurwiderstand ist ca. 5-10% des gesamten Rollwiderstandes. Wenn man nun die Seitenkraft in Abhängigkeit des Schräglaufwinkels betrachtet, erkennt man dass für kleine Winkel ein linearer Zusammenhang besteht, dessen Steigung durch die sogenannten Schräglaufsteifigkeit  $c_\alpha$  bestimmt ist (cornering stiffness).



## Schwallwiderstand

Bei Fahrt auf einer Straße, die nicht trocken ist. Der Schwallwiderstand ist eine Funktion in Abhängigkeit von verdrängtem Wasservolumen pro Zeit und nicht von Reifenbauart, Luftdruck oder Radlast. Wichtig ist hier auch die Profilierung. Sie ist für die Wasserabführung aus dem Latsch wichtig innerhalb der Kontaktzone und der Übergangzone. Die Annäherungszone verdrängt das meiste Wasser.

Interessant ist nun, dass die Energie, die für den Rollwiderstand aufgebracht werden muss, neben der des Luftwiderstandes und des Triebwerkwiderstandes die einzige ist, die nicht einer Rekuperation unterzogen werden kann. Die Energie, die durch Beschleunigen oder Steigen verbraucht wurde, kann vollständig wiedergewonnen werden (kinetische und potentielle Energie). Sie geht nicht in Wärme über und verlässt nicht das System "Fahrzeug".

Der Radwiderstand wird oft nur über den Walkwiderstand und den Luftwiderstand des Rades bestimmt, d.h. nur über die beiden Komponenten des Rollwiderstandes.

Es werden ca. 45% der vom Motor zur Verfügung gestellten Leistung für die Radwiderstände aufgebraucht. D.h. zum Steigen, Beschleunigen, Luft-verdrängen und Ziehen von Lasten sind noch 55% der Straßenfahrleistung übrig.

Neben dem Schwall-, Vorspur- und dem Rollwiderstand können auch noch andere fahrbahnbedingte Faktoren zum Radwiderstand beitragen: Mikrofahrbahnunebenheiten führen zu Energie, die als Dämpferarbeit des Reifenelastomers in Wärme umgewandelt wird. Makrounebenheiten bewirken dies im Dämpfer des Fahrwerkes. Besonders in Kies tritt das sogenannten Bulldozing auf.

### 1.1.2 Luftwiderstand

- 70% Druckwiderstand (Staudruck vorne und Unterdruck hinten)
- 20% Durchströmungswiderstand
- 10% Reibungswiderstand an der Oberfläche

Mit der relativen Luftgeschwindigkeit (relativ zum Fahrzeug)  $v_{RL}$ , dem Luftwiderstandsbeiwert  $c_W$  (der von der Form abhängt), der Stirnfläche  $F$  sowie der Luftdichte  $\rho$  (Abhängig von Luftdruck und Lufttemperatur) ist der Luftwiderstand  $W_L$  gegeben durch:

$$W_L = c_x \cdot F \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \left(\frac{v_{RL}}{3.6}\right)^2$$

Wobei  $c_x$  mit einem Anströmwinkel von  $0^\circ$  gleich  $c_w$  und die relative Luftgeschwindigkeit  $v_{RL}$  gleich der Fahrgeschwindigkeit  $v_x$  ist.

Eine dramatische Verbesserung des Luftwiderstandsbeiwertes kann durch Abrunden der Abrisskanten und der Bugform erreicht werden. Glatte Unterboden und günstige Durchströmungsführung ist ebenfalls wichtig. Er fällt dann beispielsweise von 1,2 auf 0,6 oder 0,6 auf 0,3. Damit ist der Druckwiderstandanteil geringer geworden, Reibungs- und Durchströmwiderstände kommen dominanter zum Tragen. Eine kleine Querschnittsfläche des Hecks ist auch wichtig. Durch aerodynamisch günstige Formgebung erreicht man Luftwiderstandsbeiwerte von bis zu 0,3.

Induzierte Strömung entsteht bei Druckunterschieden zwischen Boden und Dach des Fahrzeuges. Druckausgleiche sorgen für eine Rotationsbewegung der Luft, die hinter dem Auto hergezogen wird. Das kostet Antriebsenergie.

### 1.1.3 Steigungswiderstand

Die Steigung  $q$  (in Prozent) ist das Verhältnis der Höhe  $b$  zu der Horizontalweite  $a$  und wird durch den Steigungswinkel  $\alpha$  angegeben:

$$\frac{q}{100} = \frac{b}{a} = \frac{l \cdot \sin(\alpha)}{l \cdot \cos(\alpha)} = \tan(\alpha)$$

Der Steigungswiderstand ist genau die Hangabtriebskraft, die zusammen mit der Normalkraft auf die Aufstandsfläche eine Komponente der Gewichtskraft darstellt. Er berechnet sich bei gegebener Gewichtskraft mit dem Steigungswinkel also zu:

$$W_S = G \cdot \sin(\alpha)$$

### 1.1.4 Beschleunigungswiderstand

Wollen wir ein Fahrzeug mit der Masse  $m$  einer **translatorischen** Beschleunigung  $b$  unterziehen so gilt:

$$W_B = m \cdot b = W_{B,trans} + W_{B,rot}$$

Die Beschleunigung unterliegt aufgrund des Haftbeiwertes typischerweise der Grenze  $1g$ . Je nach Antriebsmaschinenleistung, Gewicht und aktueller Geschwindigkeit liegen realer Werte zwischen  $b = 0.5$  und  $b = 4$ .

Um Massen **rotatorisch** zu beschleunigen wird ebenfalls Leistung benötigt. Hier sind die rotatorischen Massen wichtig in Form von Trägheitsmomenten  $J_{eff}$ , welche am Rad wirksam sind. Es ist dann das wirkende Widerstandsmoment:

$$M_{Rot} = J_{eff} \cdot \dot{\omega}_{Rad}$$

Berechne damit die wirkende Widerstandskraft und damit den rotatorischen Beschleunigungswiderstandsanteil:

$$W_{B,rot} = \frac{M_{Rot}}{k_{RR} r_{dyn}} = \frac{J_{eff} \cdot \dot{\omega}_{Rad}}{k_{RR} r_{dyn}} = \frac{J_{eff} \cdot b \cdot S'}{(k_{RR} r_{dyn})^2}$$

Wobei  $k_R$  ein Korrekturfaktor des dynamischen Rollradius ist, der mit höherer Geschwindigkeit um Hundertstel zunimmt. Die Beschleunigung  $b$  als Ableitung von  $v_x$  nach der Zeit unterliegt noch einem Schlupf  $S' = \frac{v_{Rad}}{v_x}$  wobei hier  $v_{Rad}$  die Umfangsgeschwindigkeit des Rades ist und  $v_x$  die Geschwindigkeit des Fahrzeuges.

Um den rotatorischen Beschleunigungswiderstand zu berechnen fehlt uns nun nur noch das Trägheitsmoment  $J_{eff}$ , welches das Rad sieht. Hier ist Der Motor beteiligt, die Kupplung, das Getriebe, die Kardanwelle, das Differential und das Rad selber. Hier gilt bei einer gegebenen Übersetzung  $i_D$ , dass sich ein Trägheitsmoment im Antriebsstrang stark auf die Räder auswirkt:

$$M_{Rad} = \underbrace{(i_D)^2 \cdot J_{Diff}}_{J_{Rad}} \cdot \dot{\omega}_{Rad}$$

Genauer ist damit der Beschleunigungswiderstand:

$$W_B = m_{trans} \cdot b + W_{B,rot}$$

mit einer rotatorischen Masse, das wirksames Trägheitsmoment an den Rädern ergibt:

$$J_{eff} = J_{Rad} + i_D^2 ((J_D + J_{G,i_G}) + i_G^2 (J_{Mot} + J_{Kupp}))$$

Interessant an dieser Stelle ist, dass der Walkwiderstand, der Vorspurwiderstand und der Schwallwiderstand des Radwiderstandes bereits bei 0 km/h zu überwinden sind. Das ist die Arbeit, die wir aufbringen müssen, um ein Fahrzeug in der Ebene anzuschieben. Der Luftwiderstand des Rades und des Aufbaus sowie der Beschleunigungswiderstand ist dort noch 0 bzw. zu vernachlässigen.

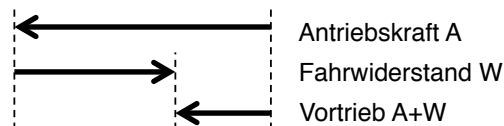
Kraftstoffersparnisse bei konstruktionsbedingten Verringerungen der Fahrwiderstände:

Fahrwiderstand	Verbesserung	Ersparnis
Rollwiderstand ( $W_{Rad,i}$ )	-10%	1.5%
Luftwiderstand	-10%	5.0%
Gewicht ( $W_B$ )	-10%	5.0%

## 1.2 Das Fahrzustandsdiagramm

Aus dem Fahrzustandsdiagramm kann man herauslesen, wie viel Leistung abzüglich der Steigungs-, Rad-, und Luftwiderstandsleistung noch zum Beschleunigen übrig bleibt. Vergleiche also die zu überwindenden Fahrwiderstände mit der Antriebskraft  $A$ , die am Umfang der Antriebsräder zur Verfügung steht. Desweiteren: Höchstgeschwindigkeit, Steigfähigkeit, Wahl der Getriebeübersetzung und Schaltzeitpunkte.

Auf der Abszisse eines Fahrzustandsdiagrammes ist die Fahrgeschwindigkeit und auf der Ordinate die Zugkraft  $A$  aufgetragen. Das heisst wir betrachten in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit die Gesamtzugkraft, die zwischen Reifen und Fahrbahn wirksam ist und für die Überwindung der Fahrwiderstände verwendet werden muss um das Fahrzeug entgegen der Luft-, Anhänger-, Steigungs und Radwiderstände mit konstanter Geschwindigkeit zu bewegen oder zusätzlich entgegen des Beschleunigungswiderstandes wenn das Fahrzeug einem Beschleunigungsvorgang unterzogen werden soll. Wir müssen dann Vortrieb aufbringen. Vortrieb = Antriebskraft minus Fahrwiderstände.



Die "ProzentKurven bilden die **Fahrwiderstände** ohne den Beschleunigungswiderstand ab. Sie setzen sich zusammen aus dem Radwiderstand und dem Luftwiderstand. Bei zusätzlicher Steigung kommt der Steigungswiderstand hinzu.

Die "BergKurven sind Kurven **maximaler Zugkräfte**, für jede mögliche Getriebeuntersetzung und -übersetzung eine. Sie ergeben sich aus dem Verlauf des Motormomentes über der Motordrehzahl. Sie spiegeln gewissermaßen das Drehzahlband wieder. Man rechnet das Kennfeld um in die Antriebskraft. Sie sind mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit immer weiter gedehnt, da wegen der Getriebeübersetzung/-untersetzung das komplette Drehzahlband für ein größeres Geschwindigkeitsband zur Verfügung steht.

Die Hyperbel ist die **Zugkrafthyperbel**. Sie ist theoretischer Natur. Sie markiert die Punkte konstanter Straßenfahrleistung  $A \cdot v$  von z.B.  $45kW$  bei einem  $45kW$ -Motor. Das heisst man würde sich entlang dieser Hyperbel bewegen, könnte man über das gesamte Drehzahlband die gleiche Leistung abrufen oder hätte man ein stufenloses Getriebe. Dort kann man zu jeder Fahrgeschwindigkeit eine solche Getriebeübersetzung wählen, dass der Verbrennungsmotor mit genau derjenigen Drehzahl läuft, in der er sein maximales Moment abgibt. Entlang der Zugkrafthyperbel liegt also konstante Drehzahl vor.

So ist z.B. die maximal bewältigbare Steigung diejenige Kurve, die durch das lokale Maximum der Kurve maximaler Zugkraft in der ersten Gangstufe geht. Das liegt zum einen daran, dass bei dem niedrigsten Gang der größte Anteil der Leistung durch das Moment aufgebracht wird (größte Zugkraft) und nur wenig durch die Drehzahl (die Fahrgeschwindigkeit). Damit ist auch gleichzeitig der Motor in seinem Betriebspunkt, wo er sein maximales Moment abgibt.

Schalten in eine andere Fahrstufe kann man immer genau dann, wenn eine bestimmte Fahrgeschwindigkeit von mehreren Gängen erreichbar ist. Es muss eine Überlappung vorliegen, damit man die Zeit für den Schaltvorgang hat, während der das Fahrzeug verzögert.

### 1.2.1 Konstruktion des Fahrzustandsdiagrammes

Erhalte die *Hyperbel* konstanter maximaler Motorleistung einfach durch Auftragen von:

$$\{(A, v) : A \cdot v = P_{max}\}$$

Die *Fahrwiderstandskurven* bei verschiedenen Steigungen ist der Fahrwiderstand ohne den Beschleunigungswiderstand. Der Steigungswiderstand ist von der Steigung abhängig, der Luft- und der Radwiderstand von der Fahrgeschwindigkeit.

Die *Kurven maximaler Antriebskraft* bei eingelegter Fahrstufe wird aus dem Motorkennfeld berechnet. Ihre charakteristische Form ergibt sich aus derjenigen Kurve des Motorenkennfeldes. Das maximale Moment ist nur an einem bestimmten Punkt abrufbar über dem gesamten Drehzahlband. Aus dem Drehmoment in Abhängigkeit der Motordrehzahl berechnen wir im Folgenden die Antriebskraft an der Achse in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit (Straßenfahrleistung).

Motordrehzahl in Fahrgeschwindigkeit: Hier müssen wir die Getriebeübersetzungen bzw. -untersetzungen des Getriebes und diejenige des Differentials beachten. Die Drehzahl wird dann über den dynamische Radhalbmesser in die Reifenumfangsgeschwindigkeit umgesetzt. Der dynamische Radhalbmesser unterliegt noch einer Größenänderung abhängig von der Fahrgeschwindigkeit. Über den Schlupf (0,02...0,03) erhalten wir die Fahrzeuggeschwindigkeit:

$$v = \frac{n_{Mot} \cdot r_{dyn} \cdot k_R}{S' \cdot i_D \cdot i_G} \cdot \frac{1}{2.66}$$

Motormoment in Antriebskraft: Hierzu müssen ebenfalls die Getriebeunter/-übersetzungen beachtet werden, die eine Momentwandlung bewirken. Der Wirkungsgrad ist hier auch wichtig genau so wie der Umrechnungsfaktor des dynamischen Reifendurchmessers, der den wirklichen Hebelarm darstellt. Eta berücksichtigt Verluste im Getriebe, in Lagern, im Differential, in der Gelenkwelle usw. Durch das Getriebe verliert man Drehzahl, gewinnt aber an Moment.

$$A = \frac{\eta \cdot i_D \cdot i_G \cdot M_d}{k_R \cdot r_{dyn}}$$

### 1.2.2 Muscheldiagramm

Das Muscheldiagramm verwendet als Basis das Motorenkennfeld mit der Vollastkurve. Es wird also auf der Abszisse die Motordrehzahl und auf der Ordinate das Motormoment aufgetragen. Zusätzlich eingetragen sind zum einen die Hyperbeln konstanter Motorleistung für

5, 10 bis hin zu beispielsweise 120kW sowie die Linien konstanter Gangstufen. Sie zeigen für eine bestimmte Drehzahl genau das Motormoment, das benötigt würde um mit konstanter Geschwindigkeit zu fahren. Das heisst die Fahrwiderstände gerade so zu überwinden in der Ebene. Sie steigen quadratisch an, da bei fester Untersetzung/Übersetzung die Drehzahl natürlich direkt proportional zur Fahrgeschwindigkeit ist und der Luftwiderstand quadratisch ansteigt. Damit ist immer mehr Moment erforderlich, um die Fahrgeschwindigkeit zu halten. Die namensgebenden Kennlinien sind nun die Linien konstanten spezifischen Verbrauchs. Das bedeutet: Wähle ich bei einer bestimmten Drehzahl eine gewünschte Moment durch das Gaspedal verbraucht der Motor eine bestimmte chemische Energiemenge (g Kraftstoff) pro abgelieferter Kilowattstunde Energie. Der Verbrauch bezogen auf die gewonnene Energie ist also der spezifische Kraftstoffverbrauch.

## 1.3 Mechanik der Antriebskräfte

Um die Antriebskraft, die von der Antriebsmaschine an den Rädern zur Verfügung gestellt werden kann, auch auf die Straße übertragen zu können, d.h. in mechanische (Erde unter den Rädern "hinwegdrehen") und weiter in potentielle und kinetische Energie umwandeln zu können, benötigt man Reibung zwischen Reifen und Fahrbahn. Das heisst, die Kraft, die man in Längsrichtung aufbringen kann hängt ab vom **Reibbeiwert** Fahrbahn - Reifen und von der Last, die man auf die Kontaktfläche bringt. Es muss also ausreichend hoher Reibbeiwert und ausreichend hohe Last vorhanden sein, um Antriebskräfte auf der Fahrbahn abstützen zu können und das Fahrzeug damit nach vorne zu schieben.

Die Last, die vorhanden sein muss um die Reibung wirksam zu machen, ist an den Rädern die Radlast (gleich der Hälfte der Achslast). Um die Achslast aus der Masse des Fahrzeuges zu bestimmen ist der Schwerpunkt wichtig. Der Schwerpunkt ist auch für das Nickverhalten von Bedeutung, da bei Beschleunigungen die Trägheitskraft im Schwerpunkt wirkt und die Antriebskraft auf der Straße.

Also wir berechnen zuerst anhand der Schwerpunktlage und den wirkenden Widerständen die Verteilung der Achslasten. Mithilfe der Haftbeiwerte können wir dann die maximal übertragbare Kraft (oder Grenze für die Antriebskraft) berechnen. Dies tun wir für vorderrad- und hinterradgetriebene Fahrzeuge gleichermaßen wie auch für allradgetriebene. Im letzten Unterkapitel betrachten wir dann ausgeführte Architekturen von Allradantrieben.

### 1.3.1 Bestimmung der Schwerpunktlage

Die Schwerpunktlage im statischen Fall (das heisst ohne Einwirkung von Längs- und Querkraften sowie Giermomenten) kann mit einer Waagen-Konstruktion berechnet werden. Horizontale und vertikale Schwerpunktlage werden getrennt voneinander berechnet.

Die **horizontale Schwerpunktlage** wird berechnet, in dem das Fahrzeug horizontal mit einer Achse auf einer Waage steht und die Gegenkräfte  $G_V$  und  $G_H$  gemessen werden und dann



über eine Drehmomentenbilanz (Momente um Achse)  $s_H$  und  $s_V$  berechnet werden. Dies ist der Abstand des Schwerpunktes von der Vorderachse und der Hinterachse. Radstand  $l$  sowie  $s_H$  und  $s_V$  nehmen also die Rolle von Hebelarmen ein. Wir erhalten die Schwerpunktslage entlang Fahrzeuginnenachse bezogen auf die Achsen:

$$s_H = l \cdot \frac{G_V}{G} \quad s_V = l - s_H$$

Die **vertikale Schwerpunktslage** berechnet sich mithilfe der Trigonometrie. Die Waage ist abgesenkt und das Fahrzeug steht schief. Ein Steigungswinkel  $\alpha$  ist zusätzlich gegeben und bekannt (genau so wie  $G_V, l$  und  $G$ ). Suche nun die Hebelarme, an denen  $Q_V$  bzw.  $G$  wirken. Es ergibt sich für die Schwerpunktslage bezogen auf die Fahrbahn:

$$Q_V \cdot l \cdot \cos(\alpha) = G \cdot h_a \sin(\alpha) + s_H \cos(\alpha) \quad G \cdot s_H = G_V \cdot l$$

$$h = l \cdot \frac{Q_H - G_H}{G} \cdot \cot(\alpha) + r$$

### 1.3.2 Achslasten

Um nun die Achslasten bei Einwirkung von Beschleunigungen oder Verzögerungen zu berechnen bedienen wir uns der Analyse für den dynamische Fall. Hierfür brauchen wir den Schwerpunkt aus 2.3.1. Damit können wir mithilfe der Reibbeiwerte im Endeffekt ausrechnen, welche Antriebskräfte auf die Fahrbahn übertragbar sind. Berücksichtigt sind hier also auch die Fahrwiderstände, die die Schwerpunktslage und damit die Achslasten beeinflussen.

In dem Schaubild zur dynamischen Achslastbestimmung in Normalenrichtung sind alle am Fahrzeug wirkende Kräfte (und damit Beschleunigungen) eingezeichnet. Dazu gehören alle Fahrwiderstände (Beschleunigung-, Roll-, Zughaken-, Luft-, Steigungs-). Der Steigungs- und Beschleunigungswiderstand wirkt jeweils im Schwerpunkt SP. Der Zughaken- und der Luftwiderstand wirken in einer bestimmten Höhe  $h$ .

Diese Fahrwiderstände sorgen nun für ein Kippmoment mit der Drehachse in Fahrzeugquerrichtung durch den Schwerpunkt. Ein Nickvorgang ist die Folge. Hinterachse wird belastet und die Vorderachse entlastet. Die Radlasten hinten sind damit größer als diejenigen vorne. Je nach dem ob nun der Luftwiderstand und der Zughakenwiderstand über oder unter der Schwerpunktslage angreifen wird das Nickmoment verstärkt oder geschwächt. Diese beiden Widerstände wirken nicht um den SP sondern um die Achse.

Für das Momentengleichgewicht setzen wir um den Aufstandspunkt der Hinterräder und um denjenigen der Vorderräder an. Umformungen ergeben die Achslasten bei einwirkenden Fahrwiderständen, der Normalkraft und den Angriffspunkten der Widerstände sowie gegebener beschleunigter Bergauffahrt:

$$G_{VN} = \frac{G}{l} \cdot (s_H \cdot \cos(\alpha) - h \cdot \sin(\alpha)) - \frac{h}{l} \cdot \left( W_B + W_L \cdot \frac{h_L}{h} + Z \cdot \frac{h_Z}{h} \right)$$

$$G_{HN} = \frac{G}{l} \cdot (s_V \cdot \cos(\alpha) + h \cdot \sin(\alpha)) + \frac{h}{l} \cdot \underbrace{\left( W_B + W_L \cdot \frac{h_L}{h} + Z \cdot \frac{h_Z}{h} \right)}_{\text{Achslastdifferenz}}$$

Man sieht an der Gleichung schön, dass der Term, der an der Vorderachse subtrahiert wird, an der Hinterachse hinzukommt. Beachte, dass dem Rollwiderstand keine Hebelwirkung zukommt. In der Realität schwingen diese Achslasten natürlich durch Stöße von der Fahrbahn zum Beispiel. Die Formeln gelten nur bei konstanter Beschleunigung.

### 1.3.3 Antriebsgrenzen

Im vorherigen Kapitel haben wir mithilfe der Fahrwiderstände und deren Angriffspunkte sowie der Schwerpunktlage und den Fahrzeugabmessungen ausgerechnet, welche Last auf der Vorderachse, und welche auf der Hinterachse bei gegebener Steigung und Beschleunigung liegt. Zusammen mit dem Reibbeiwert können wir nun ermitteln, welche Antriebskräfte **maximal** auf die Straße übertragbar sind. Wir suchen also Grenzen für die Antriebskräfte. Hier gilt, dass nur so "viele" Fahrleistung umzusetzen sind, wie es der Haftbeiwert zwischen Straße und Reifen sowie die Radlast zulassen. Wir haben also die Last, die wir orthogonal auf die Fahrbahn aufbringen. Für diejenige Kraft die wir in Längsrichtung aufbringen können, brauchen wir noch den Reibbeiwert. Tribologie:

#### Mathematische Beschreibung und physikalischer Hintergrund

Man unterscheidet **Haftbeiwert** (Kraftschlussbeiwert) und **Gleitbeiwert** entsprechend ob Kraftschluss Rad-Fahrbahn vorliegt, die Gummielemente im Latsch haften oder das Rad durchdreht, der Schlupf groß wird. Lastet ein Objekt aus dem Material X mit der Normalkraft  $F_N = m \cdot g$  auf einer Oberfläche aus dem Material Y, dann ist die maximale Kraft, mit der man an dem Objekt ziehen kann, ohne dass es sich relativ zu Y bewegt (Haftung) proportional zu dessen Normalkraft, welche es auf Y ausübt. Die Proportionalitätskonstante bei dieser Materialpaarung ist dann  $\mu_H$  und wir erhalten:

$$F_{H,max} = \mu_H \cdot F_N$$

$F_H$  ist die die Haftkraft, die sich unserer aufgebrachten Kraft entgegensetzt. Sie ist natürlich genauso groß wie unsere aufgebrachte Zugkraft, da sich das Objekt in Ruhe befindet und Haftung vorliegt. Es ist also:

$$F_H \leq F_{H,max}$$

Sobald wir mit unserer Zugkraft die maximale Haftkraft überschritten haben, setzt die Gleitreibung ein. Dieses Phänomen begründet die Reibkraft, die entgegen unserer aufgebrachten Kraft wirkt. Es ist damit:

$$F_R = \mu_g \cdot F_N \leq F_{H,max}$$

Typische Reibungskoeffizienten liegen bei Reifen-Asphalt/Beton-Paarung etwa bei 0,9. Der Gleitbeiwert ist dabei ca. 5-10% geringer als der Haftbeiwert. Ein Zwischenmedium in Form von Nässe und feuchter Straße lässt die Kraftschlussbeiwerte um bis zu 50% absinken. Sie sind auch Geschwindigkeitsabhängig: Eine Verdoppelung der Fahrgeschwindigkeit kostet ca. 10%. Bei Spiegeleis liegen 0,1 vor.

Gleit- und Haftreibung zwischen Reifen und Fahrbahn liegt vor aus zweierlei Phänomenen: **Hysterese und Adhäsion**. Bei der Hysterese spielen die Dämpfungskräfte des Elastomers eine Rolle. Das Gummi verbraucht Energie durch gedämpfte Deformation in die Makrorauigkeiten der Fahrbahn hinein. Die Dämpferkräfte setzen sich der Fortbewegungsrichtung entgegen. Sie sorgen im Falle der Gleitreibung für eine Kraft die aufzubringen ist um das Objekt über die Oberfläche zu ziehen und im Falle der Haftreibung für ein Abstützen der Kräfte und ein "Hängenbleiben" des Elastomers an der Makrorauigkeit. Die Adhäsionskomponente des Phänomens der Haft- und Gleitreibung entsteht durch Energiebindungen zwischen Molekülen bei Engem Kontakt zwischen Elastomer und Fahrbahn.

Mikrorauigkeit zeigt sich als adhäsionswillig, Makrorauigkeit dagegen als adhäsionsunwillig und dafür eine Neigung zur Hysteresebildung. Wasser und Gleitgeschwindigkeit wirkt stark der Hysterese und der Adhäsion entgegen. Hysterese ist stets dominant.

## Übertragbare Antriebskräfte aufgrund Achslast und Reibung

Nun gilt für die maximal übertragbaren Antriebskräfte die folgenden Gleichung jeweils für Frontantrieb, Heckantrieb und Allradantrieb:

$$\begin{aligned} A_{V,max} &= \mu_h \cdot G_{VN} \\ A_{H,max} &= \mu_h \cdot G_{HN} \\ A_{max} &= \mu_h \cdot G_N \end{aligned}$$

Daraus lassen sich die folgenden Formeln ableiten wenn man umformt. Der Nenner ist wegen dem Nickmoment beim Beschleunigen. Mit besserer Haftung sind mehr Kräfte übertragbar und das Nicken fällt stärker ins Gewicht. Man sieht wie dies zu Belastung der Hinterachse und Entlastung der Vorderachse führt: Im Falle des Heckantriebes wird der Nenner kleiner und damit die übertragbare Antriebskraft größer (Mehr Last auf der Hinterachse). Im Falle des Fronttrieblers hingegen führt der größere Haftbeiwert zu einem größeren Nenner: Größeres Nickmoment ist schlecht für die übertragbaren Kräfte an der Vorderachse. Für den Vorderradantrieb gilt:

$$A_{V,max} = \frac{\mu_h}{l + \mu_h \cdot h} (G \cdot \cos \alpha \cdot (s_H + f_R \cdot h) + W_L \cdot (h - h_L) + Z \cdot (h - h_Z))$$

Analog für den Hinterachs Antrieb: Entlastung der VA bedeutet Belastung der HA:

$$A_{H,max} = \frac{\mu_h}{l - \mu_h \cdot h} (G \cdot \cos \alpha \cdot (s_H - f_R \cdot h) - W_L \cdot (h - h_L) - Z \cdot (h - h_Z))$$

Beim Allradantrieb treiben beide Achsen an, beide  $A_{max}$  sind relevant. Der Allradantrieb nutzt die gesamte Gewichtskraft des Fahrzeuges:

$$A_{max} = A_{V,max}^{AA} + A_{H,max}^{AA}$$

da andere Achslasten als beim Einachs Antrieb anliegen mit:

$$A_{V,max}^{AA} = \frac{\mu_h}{l} (G \cdot \cos \alpha \cdot (s_H - h \cdot (\mu_h - f_r)) + W_L \cdot (h - h_L) + Z \cdot (h - h_Z))$$

$$A_{H,max}^{AA} = \frac{\mu_h}{l} (G \cdot \cos \alpha \cdot (s_V + h \cdot (\mu_h - f_R)) - W_L \cdot (h - h_L) - Z \cdot (h - h_Z))$$

Der Radwiderstandsbeiwert geht auch mit ein. Ist dieser größer dann wird weniger Antriebskraft in Beschleunigung umgesetzt und weniger beschleunigt, die Vorderachse wieder weniger entlastet, die Hinterachse mehr belastet. Beim Zughaken- und dem Luftwiderstand sieht man, dass es darauf ankommt, ob dieser über oder unter dem Schwerpunkt angreift. Das Beschleunigungsnicken wird dann begünstigt oder vermindert.

Warum ist die Grenze der Antriebskräfte beim Allradantrieb nicht einfach die Summe der beiden beim Einzelachs Antrieb? Das liegt daran, dass das Nicken beim AA größer ist da eine höhere maximale Aufbaubeschleunigung möglich ist da mehr Antriebskräfte übertragen werden können da die gesamte Gewichtsnormalkraft genutzt werden kann und nicht nur diejenigen die auf der jeweiligen Achse bei Einzelachs Antrieb lastet. Damit sind bei einem frontgetriebenen Fahrzeug an der Vorderachse weniger Kräfte übertragbar als an der Vorderachse eines allradgetriebenen Fahrzeuges und an der Hinterachse entsprechend umgekehrt, da das Fahrzeug größerem Beschleunigungsnicken unterliegt.

### 1.3.4 Allradantrieb

Der Allradantrieb lässt maximalen Vorschub zu. Die gesamte Gewichtskraft wird für die Kraftübertragung ausgenutzt. Ihn betrachten wir im Folgenden gesondert:

#### Antriebskraftverteilung bei einem Allradantrieb

Wir können bei einem allradgetriebenen Fahrzeug nur dann die maximale Antriebskraft auf die Straße bringen (die Antriebsgrenze erreichen) wenn beide Räder gleichzeitig die Haftgrenze erreichen. Wenn wir auf eine Achse zu viel Antriebskraft leiten und die Räder der Achse  $\mu_h \cdot A_V / H_{max}$  überschreiten, geht Energie in Form von Wärme und Abrieb verloren, da diese Achse dann nur noch mit dem Gleitbeiwert und nicht mehr mit dem Haftbeiwert überträgt. Die Größe  $A_{max}$  ist nicht mehr zu erreichen, das Kraftübertragungspotential des Fahrwerkes nicht ausgeschöpft. Die ideale Verteilung ist:

$$q = \frac{A_{V,max}^{AA}}{A_{H,max}^{AA}} = \frac{S_H - h \cdot (\mu_h - f_R)}{\underbrace{S_V + h}_{\text{SP-Lage}} \cdot \underbrace{(\mu_h - f_R)}_{\text{Fahrbahn}}}$$

Man erreicht diese ideale Antriebskraftverteilung  $q$  nur bei dedizierter Regelung. Ansonsten muss man sich auf einen Haftbeiwert festlegen, bei allen anderen gilt dann stets dass die tatsächliche Antriebsgrenze  $A_{max}$  kleiner ist als die theoretische. Die Schwerepunktslage bleibt ja ohne Zuladung immer gleich. Dass sich die Antriebsgrenzen für Vorderachse und Hinterachse mit dem Haftbeiwert ändern liegt auch wieder an dem Nickmoment um die Fahrzeuglängsachse: Höhere Haftbeiwerte lassen größeren Vorschub zu. Der Beschleunigungswiderstand nimmt zu und es fällt mehr Last auf die Hinterachse ab, die an der Vorderachse fehlt. Klar ist somit, dass die Vorderräder schneller an die Rutschgrenze kommen. Hier darf nicht mehr so viel Antriebskraft draufgeführt werden.

### Ausgeführte Bauarten des Allradantriebes

Bei dem **starrten Allradantrieb** kann eine Achse über eine Zuschaltkupplung an den Antrieb zugekoppelt werden. Es herrscht dann eine feste Verbindung HA-VA. Die Drehzahlen der Vorder- und Hinterachse sind dann gleich (bzw. unterliegen einem konstanten Verhältnis). Es besteht keine Möglichkeit, Antriebskräfte dynamisch zu verteilen. Nachteile: In der Kurve bauen sich Bremswirkungen und Verspannungen auf sowie erhöhter Reifenverschleiss da die Antriebswelle der Hinterachse langsamer drehen wollen als die der Vorderachse. Schlechter Lenkverhalten ist auch die Folge. Kein ABS. Vorteile: Achse kann nicht durchdrehen, gut in Unwegsamen Gelände.

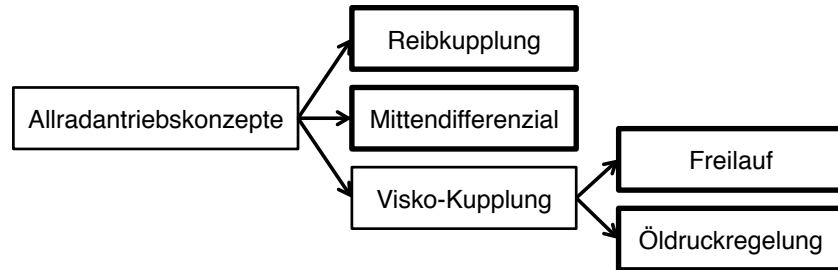
Bei dem **kraftgesteuerten Allradantrieb** kommt ein Mittendifferenzial zum Einsatz. Die beiden Achsen sind über ein Ausgleichsgetriebe miteinander verbunden. Dies lässt unterschiedliche Drehzahlen VA-HA zu. Das Problem der Verspannung und des Schlupfens des starren Allradantriebes bestehen hier nicht mehr. Die Eignung als permanenter Allradantrieb ist somit gegeben. Das Momentenverhältnis ist aber nach wie vor konstant. Damit ist keine Antriebskraftverteilung in Abhängigkeit des Haftbeiwertes möglich (was wir ja haben wollen, siehe Unterkapitel zuvor).

**Schlupfgesteuerte Allradantriebe** unterliegen einer mechanischen Regelung. Statt dem Mittendifferenzial bei dem kraftgesteuerten Allradantrieb wird hier eine Viskokupplung mit Freilauf verbaut. Hier wird in Abhängigkeit des VA-HA-Schlupfes die Momenten-/ Antriebskraftverteilung eingestellt. Das heisst ein Moment wird nur an die nicht-angetriebene Achse übertragen, wenn ein Drehzahlunterschied vorliegt. Bei Beschleunigung dreht die Vorderachse immer ein kleines bisschen schneller, da sie mit der Straße mehr schlupft, da die Antriebskraft zunächst dort übertragen wird. Wenn die Antriebsgrenze erreicht ist (z.B. plötzliche Eisfläche) dreht diese durch da immer noch sehr viel Antriebskraft auf ihr lastet. Die Visko-Kupplung erkennt dies und verteilt Moment auf die Hinterachse. Sie steht nun auch zur Verfügung um Antriebskräfte auf die Straße zu übertragen und die Gesamtantriebskraft ist damit höher. Beim Bremsen wird über den Freilauf die HA abgetrennt. Damit kein Problem mit ABS und Bremskraftverteilung. Nachteil ist die Temperaturabhängigkeit.

Das Konzept des **Allradantriebes mit regelbarer Längskupplung** sieht ebenfalls eine Viskokupplung vor. Statt dem Freilauf ist nun die Ölzufuhr über ein Steuergerät regelbar,

welches auch über Zugriff auf die Raddrehzahlen über Drehzahlgeber verfügt. Damit ist das Ansprechverhalten der Viskokupplung und damit die Antriebskraftverteilung regelbar.

Am KAMMschen Kreis kann man sich klar machen, dass der Allradantrieb auch in Sachen Seitenführungskräfte mehr Potential zu bieten hat. Es kann Längskraft auf eine andere Achse übergeben werden und damit ist mehr Seitenkraft möglich.



## 1.4 Mechanik der Bremskräfte

Schauen nun auf Situation, wenn man zur gleichen Zeit eine Bremsung und eine Lenkung durchführt. Dies ist ein beachtenswerter Fall, da hier eine kritische Instabilität des Fahrzeuges auftreten kann (Untersteuern, Schleudern). Wichtig bei diesen Vorgängen ist die Seitenkraft, sie wird durch folgendes Prinzip abgestützt:

Zum Aufbau von dieser **Seitenkraft** betrachte bei eingeschlagenem Rad die Gummielemente auf dem Reifen, sie erzeugen die Seitenkraft durch Spannungen (Federwirkung des Gummies wird wirksam): Das Rad wird durch Spurstange und Lenker in einem Lenkeinschlag auf einer Kreisbahn geführt. Die Trägheitskräfte des Fahrzeuges wollen es allerdings tangential hinausdrücken. Die Gummielemente folgen wegen der Elastizität des Elastomers zunächst dieser Bahn, werden aber aufgrund der Federwirkung zurückgezogen, sobald die Rückziehkraft die maximale Haftkraft (Haftgrenze, durch Haftbeiwert und Radlast gegeben) übersteigt. Die Gegenkraft der über das Rad integrierten Rückziehkraften ist die Seitenkraft.

Diese Seitenkraft führt das Fahrzeug nun entlang des vom Fahrer gewünschten Kurses und verhindert Ausbrechen vorne oder hinten. Damit die Verzerrung der Gummielemente und damit der Seitenkraftaufbau möglich ist, muss das Rad sich mit Schlupf drehen. Ist das Rad blockiert, dann ist die Haftgrenze sofort überschritten. Stabilität der Fahrzeugbewegung (Übersteuern) und Lenkfähigkeit (Untersteuern) gehen verloren. Die Räder können keine Seitenführungskräfte auf die Fahrbahn übertragen.

**Einspurmodell:** Betrachte den Fall einer Bremsung und Einlenkung. Durch den Schwerpunkt entsteht das Nickmoment, welches Radlasten von der Hinterachse auf die Vorderachse bringt. Es können viel Seitenkräfte aufgebaut werden an den Vorderrädern, die auch nötig sind, damit das Fahrzeug nicht untersteuert. Es entsteht ein Moment um die Gierachse, das von den Hinterrädern abgestützt wird. Wenn sie nun blockieren und damit keine Seitenführungskräfte mehr aufbauen können, beginnt das Moment, das Fahrzeug zu drehen und es

giert gegen 180grad, da die Trägheit nach vorne drängt um den Schwerpunkt herum. Der gleiche Effekt kann bei einer anders verursachten Störkraft auftreten, zum Beispiel durch Seitenwind. Blockiert die Vorderachse zuerst passiert nur ein Untersteuern. Das Fahrzeug ist nicht mehr lenkfähig, aber stabil. Blockieren beide Räder driftet das Fahrzeug seitlich weg, die Drehung ist indifferent. Das Fahrzeug bewegt sich in Richtung der Resultierenden Kraft von Fliehkraft/Störkraft und Trägheitskraft.

Also bei Bremsung mit Seitenkraft:

- HA blockiert -> instabil, lenkfähig, Drehschleudern
- VA blockiert -> stabil, lenkunfähig, Schieben tangential aus Kurve
- HA+VA blockiert -> indifferent, seitliches Driften, lenkunfähig

Damit ergibt sich die Forderung für die Blockierreihenfolge: Zuerst Vorderachse dann Hinterachse. Wie bringen wir die Bremskräfte auf die Straße?

### 1.4.1 Schlupf und Kraftschlussbeanspruchung

Definiere Bremsschlupf  $s$  und erhalte charakteristische Kurve, die durch die Schersteifigkeit der Profilblöcke entsteht, indem man Bremskraft danach aufträgt bis  $s = 1$ :

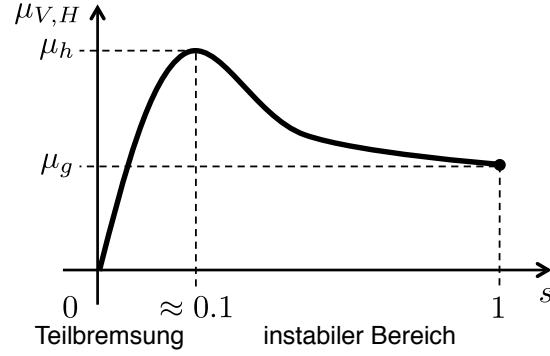
$$s = \left| \frac{v_R - v_F}{v_F} \right|$$

Wobei  $v_F$  die Geschwindigkeit des Fahrzeuges in x-Richtung ist und  $v_R$  die Oberflächengeschwindigkeit des Rades. Der Bremsschlupf ist 1 wenn das Rad blockiert.

Bei einem bestimmten Schlupf-Wert (z.B. 0,08) kann nun die maximale Bremswirkung aufgebaut werden. Die Profilklötze Scheren maximal gerade so weit dass sie nicht ins Gleiten übergehen. Zur Bremsung wird die maximale Haftkraft verwendet. ABS regelt in genau diesem Bereich des Schlupfes. Bei Schlupf = 1 blockiert das Rad und man Bremsst nur noch mit der Kraftschlussbeanspruchung des Gleitbeiwertes, d.h. mit einem geringeren Anteil der Achslast/der Radlast. Die **Kraftschlussbeanspruchung Achse**

$$\mu_{H,V} = \frac{B_{H,V}}{G_{H,V}}$$

ist also ein Maß für die Ausnutzung des Reibbeiwertes und damit der Ausnutzung des Bremskraftübertragungspotentials gegeben durch Haftkoeffizient und Achslast. Es ist der in Anspruch genommene Reibbeiwert. Dieser Bereich der Ausnutzung der maximalen Schersteifigkeit wird durch ABS adressiert. Ab dem Punkt, bei dem die max. Haftkraft erreicht ist, ist ein Regeln schwer, die übertragbaren Kräfte werden kleiner. Dies nennt man den instabilen Bereich. Das Rad kommt sehr schnell zum Blockieren. Das Moment, das sonst auf die Straße übertragen wird, wird sofort verwendet um das Rad zu blockieren.



Bei einer Bremsung mit maximaler Kraft gilt für die beiden Achsen die erste Zeile. Die zweite Zeile ist aus Sicht des Gesamtfahrzeuges die Kraftschlussbeanspruchung bei gegebener Bremskraft (Teil- oder Maximalbremsung):

$$\mu_H = \mu_h = \left( \frac{B_H}{G_H} \right)_{max}, \quad \mu_V = \mu_h = \left( \frac{B_V}{G_V} \right)_{max}$$

$$\mu = \frac{B}{G} = \frac{B_H + B_V}{G} = \frac{\mu_H \cdot G_H}{\mu_V \cdot G_V}$$

Ideal ist nun, wenn beide Achsen gleichzeitig an die Rutschgrenze kommen. D.h. die Bremskräfte auf eine Weise zwischen Hinterachse und Vorderachse verteilt werden, dass bei das maximale Kraftschlusspotential zur gleichen Zeit erreichen.

Die **Abbremsung** des Gesamtfahrzeuges ist nun ein Maß für die Intensität der Abbremsung. Sie ist gleich der Kraftschlussbeanspruchung und definiert durch:

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

Eine theoretische Obergrenze für die Abbremsung eines Fahrzeuges ergibt sich dann zu dem folgenden Wert. Die tatsächliche Obergrenze ist aber kleiner.  $z_{max}$  wird bestimmt durch die in der Kraftschlussbeanspruchung vorauseilenden Achse.

$$\frac{\mu_H \cdot B_H + \mu_V \cdot B_V}{G} = z_{max} < z_{grenz} = \frac{\mu_h \cdot G_H + \mu_h \cdot G_V}{G}$$

Der Gütegrad ist dann naturgemäß:

$$\eta_G = \frac{z_{max}}{z_{grenz}} = \frac{z_{max}}{\mu_h}$$

### 1.4.2 Verteilung der Bremskräfte

Um die optimale Verteilung nun zu berechnen sind natürlich die Radlasten wichtig. Für diese in Abhängigkeit der Bremskraft können wir ein Momentengleichgewicht aufstellen um



die Vorderachse und die Hinterachse. Auflösen und Einsetzen ergibt dann die Bremskraft an einer Achse in Abhängigkeit der Radlasten (Kraftschlussbeanspruchung wird eingestellt über das eingeleitete Bremsmoment):

$$B_{V/H} = \mu_V \cdot \left( \frac{s_{H/V}}{l} + /- \frac{h}{l} \cdot z \right) \cdot G$$

Das heisst die Bremskraft einer Achse ist Abhängig von dem Anteil der Gewichtskraft, der auf die Achse abfällt und der eingestellten Kraftschlussbeanspruchung an dieser Achse. Wenn wir nun weiterrechnen und davon ausgehen, dass alle Räder gleichzeitig an die Haftgrenze kommen ergibt sich die Bremskraftverteilung zu:

$$\left( \frac{B_V}{B_H} \right)_{\text{ideal}} = \frac{s_H + h \cdot z}{s_V - h \cdot z}$$

Wenn nun die Vorderachse zuerst an die Rutschgrenze kommt, dann sollte man folgendermaßen verteilen:

$$\left( \frac{B_V}{B_H} \right)_{\text{max}} = \frac{s_H + h \cdot z}{\eta_G \cdot l - (s_H + h \cdot z)}$$

Wenn wir nun bestimmen möchten, wie die Bremsverteilung idealerweise aussehen müsste in einer Situation (das heisst Bremsmoment liegt an) errechnen wir über unsere Verteilung aus einem gegebenen Bremsmoment an der Vorderachse z.B. dasjenige das an der Hinterachse anliegen sollte. Dafür müsste man aber das Drehmoment messen, die Achslast und man müsste den Reibbeiwert wissen. Daher wählt man eine konstante Verteilung, oder eine die ab einer bestimmten Abbremsung (z.B. 0,5) an die Hinterachse weniger Bremskraft gibt (abgeknickt in der  $B_H - B_V$  Kurve).

$$M_H = M_V \cdot \frac{r_H}{r_V} \cdot \frac{\eta_G \cdot l - (s_H + h \cdot z)}{s_H + h \cdot z}$$

### 1.4.3 Anti Blockier System

Aufgabe ist, die Bremskraft automatisch so einzuleiten, dass die Haftgrenze nicht überschritten wird, der Schlupf nicht bei 1 landet und das Rad nicht blockiert. Denn blockierte Räder können keine Seitenführungskräfte aufbauen. Auch ist die Reibkraft geringer, die zum Bremsen aufgewendet werden kann, da nur noch ein Anteil der Radlast in Höhe des Gleitbeiwertes der Materialpaarung den Aufbau verzögert.

Das ABS misst den Schlupf eines jeden Rades über Drehzahlgeber  $v_R$  und Fahrzeuggeschwindigkeit  $v_F$ . Bei einer Teilbremsung wird die fest installierte Bremskraftverteilung des Fahrzeuges verwendet. Entscheidet sich der Fahrer zu einer Vollbremsung, wird bei jedem aktuellen  $\mu_h$  das Rad durch eine Schlupfregelung an maximale Bremskräfte herangeführt. Der Bremsschlupf ist gegeben durch:

$$s = \frac{v_R - v_F}{v_F} \cdot 100\%$$

Je nach Fahrbahnuntergrund (Asphalt trocken, Asphalt nass, Schnee und Kies, Glätteis) liegt der Regelbereich des ABS zwischen 15 und 25% Schlupf, damit bleibt der Kraftschlussbeiwert des Rades im Haftbereich und der Maximale Anteil der Radlast kann für die Bremskraft aufgewendet werden. Weiterhin bleibt das Fahrzeug stabil. Die Frequenz der Regelung liegt bei ca. 4Hz. Das heisst 4 mal pro Sekunde wird durch Schließen des Einlassventils zu hoher Schlupf und damit das Blockieren verhindert, Auslassventil eventuell betätigt und durch Wiederaufbau des Druckes wieder höherer Schlupf erreicht.

## 1.5 Mechanik der Querkräfte

Bei einer Kurvenfahrt gilt für die Rutschgrenze (also Grenze für Schleudern):

$$b_{\text{qmax}} = \mu_h \cdot g$$

$$v_{\text{grenz}} = \sqrt{\rho \cdot \mu_h \cdot g}$$

und für die Grenze für Kippen wenn Gewichtskraft in einem der Abmessungen entsprechendem Anteil erreicht:

$$b_{\text{qmax}} = \frac{a}{2 \cdot h} \cdot g$$

$$v_{\text{grenz}} = \sqrt{\rho \cdot \frac{a}{2 \cdot h} \cdot g}$$

Maßgebend für eine stationäre Fahrt ist nun die zuerst erreichte Grenze. Es gilt dass ein Rutschen dem Kippen bevorzugt wird. Das heisst es dürften gar nicht erst so viel Seitenkräfte aufgebaut werden, dass ein Kippen entsteht. Das heisst stets:

$$\mu_h < \frac{a}{2 \cdot h}$$

### 1.5.1 Regelung der Fahrdynamik

Analog dem ABS bei für die Längsdynamik soll hier die die Querdynamik im Grenzbereich geregelt werden. So wird zum Beispiel Über- und Untersteuern verhindert. Wenn zu gegebener Geschwindigkeit, gegebener Querbeschleunigung und gegebenem Lenkwinkelschlag die Giergeschwindigkeit nicht passt (das Fahrzeug nicht den vom Fahrer gewünschten Kurs folgt), wird an den Rädern bremsend eingegriffen. Bremskraft wird hierbei so dosiert, dass der Wunschkurs gerade hergestellt wird. Bei drohender Instabilität durch Übersteuern am kurvenäusseren Vorderrad und bei drohender Instabilität durch Untersteuern am kurveninneren Hinterrad wird dann ein Giermoment als kurskorregierender ESP-Eingriff erzeugt. Das Vorderrad wird gewählt, da die Vorderachse sowieso zu viel Seitenkräfte und die Hinterachse zu wenig überträgt. Wenn man beim Untersteuern dagegen vorne eingreifen würde, dann würde man das Problem, dass zu wenig Seitenkräfte übertragen werden können ja eher noch vergrößern.

Die Soll-Gierate ist also eine Funktion von Lenkwinkelschlag, Querschleunigung und Geschwindigkeit und die Ist-Gierate wird über Gieratensensor gemessen. Gegenmomente werden bei drohender Instabilität durch Bremsengriff oder Motor/Triebstrangmanagement erzeugt.

## 1.6 Unfallmechanik

In der Unfallmechanik betrachten wir den Stoßvorgang und rechnen zurück auf den Geschwindigkeitsunterschied der Fahrzeuge vor der Kollision. Dafür müssen wir vor der Kollisionsanalyse das Bremsen und Schleudern betrachten. Wir wollen insgesamt also den Stoßvorgang rekonstruieren. Dem geht eine Feststellung am Unfallort voraus von Straße (Witterung, Belag), Länge und Verlauf der Bremsspuren, Endlage der Fahrzeuge und eventuelle Mängel von Bremsen, Profilhöhe und Lenkung.

Wir können mit einfachen physikalischen Gleichungen und empirischen Werten und Messungen vom Unfallort von der Endlage auf die Anfangsgeschwindigkeit schließen. Als Zwischenschritt muss eine Kollisionsanalyse erstellt werden, um die Geschwindigkeiten der Fahrzeuge vor dem Stoß zu ermitteln.

### 1.6.1 Auslaufanalyse und Rückrechnung

Um von der Endlage die Geschwindigkeiten zurückrechnen zu können betrachtet man ein Grundgerüst eines Stoßvorganges: Am Reaktionspunkt  $R$  wird der Fahrer auf die Gefahrensituation aufmerksam. Es folgt der Reaktionsweg  $x_0$ , währenddessen die Reaktionszeit  $t_0$  vergeht. Üblicherweise sind dies beim durchschnittlichen Menschen um die 0,8 Sekunden. Um die maximale Bremskraft aufzubauen benötigt die Bremsanlage um die 0,2 Sekunden. Während dieser Zeit  $t_1$  vergeht der Bremsenansprechweg  $x_1$ . Es folgt der Vorbremsweg  $x_2$  mit der Dauer  $t_2$  und der Verzögerung  $b_2$  bis zum Kollisionspunkt und Unfallort  $U$  mit maximaler Verzögerung. Bis zur Endlage  $E$  der Fahrzeuge vergeht noch ein Restbremsweg  $x_3$  mit Dauer  $t_3$  und restlicher Verzögerung  $b_3$  nach der Kollision. Die Geschwindigkeit zu Beginn jeder Situation sei  $v_0$ . Sobald der Bremsenansprechweg vergangen ist, sei sie auf  $v_1$  abgesunken. Bei  $v_2$  kollidieren die Fahrzeuge und haben unmittelbar danach die Geschwindigkeit  $v'_2$ , die weiter auf  $v_3 = 0$  während der Restbremsphase absinkt.

Bekannt ist also aus empirischen Werten (Zeiten), Unfallaufnahme (Wege, Bremsspuren) und Konstruktion der Bremsen am Fahrzeug (Verzögerungen):

$$x_3, v_3, b_3 \quad x_2, b_2 \quad b_1, t_1 \quad t_0$$

Die **Rekonstruktion** erfolgt nun von hinten nach vorne. Wir beginnen also mit der Betrachtung des *Restbremsweges* um auf die Geschwindigkeit unmittelbar nach der Kollision

$v'_2$  rückschließen zu können (Auslaufanalyse). Wir benutzen und erhalten:

$$s = \frac{1}{2} \cdot a \cdot t^2 \quad v = a \cdot t$$

$$v'_2 = b_3 \cdot t_3 = \sqrt{2 \cdot b_3 \cdot x_3}$$

Vorgegeben ist  $x_3$  und  $b_3$  (Messung am Unfallort). Damit haben wir  $v'_2$  errechnet, die Geschwindigkeit unmittelbar nach dem Stoß. Desweiteren betrachten wir die Drehwinkelgeschwindigkeiten der Fahrzeuge unmittelbar vor und nach dem Unfall. Erhalte diese Formel durch ein Energiegleichgewicht von Rotationsenergie und Reibenergie, welche Fahrzeug abbremsst. Es ist:

$$\omega'_2 = \sqrt{\frac{m \cdot g \cdot \mu_R \cdot l}{J}} \cdot |\Delta\Psi| \cdot \text{sign}(\Delta\Psi)$$

Hier ist Psi bekannt aus der Unfallaufnahme. Das Massenträgheitsmoment  $J$  kann man aus einer Tabelle ablesen oder einer Näherungsformel berechnen. Der Rotationswiderstandsbeiwert  $\mu_r$  ist abhängig vom Kollisionswinkel und liegt zwischen 0,15 (Frontalaufprall) und 0,35 (Seitenaufprall).

Nun können wir uns dem *Vorbremsweg* zuwenden und damit der Bremswegrekonstruktion. Hier ist  $b_2$  bekannt da man von einer Vollbremsung ausgeht. Der Weg, während dem die Vollbremsung andauerte  $x_2$  ist bekannt durch die Vermessung der Bremsspuren. Erhalte  $v_1$ , die Geschwindigkeit nach dem Bremsenansprechweg:

$$v_1 = \sqrt{(v_2)^2 + 2 \cdot b_2 \cdot x_2}$$

Bei der *Bremsenansprechstrecke*  $x_1$  verwendet man ebenfalls eine konstante, gemittelte Bremsverzögerung bei einem linearen Anstieg der Bremsbeschleunigung.

$$v_0 = v_1 + b_1 \cdot t_1$$

Für die *Reaktionsstrecke* erhält man die einfachste Formel. Während der Reaktionsdauer  $t_0$  legt man mit der Geschwindigkeit  $v_0$  den Weg  $x_0$  zurück.

Wir haben die Geschwindigkeit unmittelbar nach dem Unfall  $v'_2$  durch die Rückrechnung des Restbremsweges schon berechnet. Brauchen nun für die Analyse des Vorbremsweges und damit die Errechnung der Geschwindigkeit nach der Bremsenansprechdauer die Geschwindigkeit  $v_2$  vor dem Stoß. Sie erhält man mit der

## 1.6.2 Stoßrechnung

bei der keine Zeit vergeht und kein Weg zurückgelegt wird. Der Stoß wird idealisiert als ein Zeitpunkt angenommen. Wenn die Geschwindigkeiten vor und nach dem Unfall dieselben

sind, kann man die obigen Formeln mit einem einfachen Weg-Zeit-Diagramm verdeutlichen. Anderenfalls muss man eben eine Kollisionsanalyse ansetzen und man berechnet, wie sich die Geschwindigkeiten von Fahrzeug 1 und Fahrzeug 2 nach dem Stoß verändern. Gesucht wird also:

$$\Delta V_1 = v_1 - v'_1, \quad \Delta V_2 = v_2 - v'_2$$

Hierbei geht man so vor, zunächst die **Kurswinkeländerungen** durch die Unfallaufnahme und die Endlage der Fahrzeuge zu ermitteln. Dafür legt man ein Koordinatensystem willkürlich oder idealerweise entlang der Einfahrriichtung eines Fahrzeuges. Man erhält die Kurswinkel von Fahrzeug 1 vor und nach dem Unfall sowie diejenigen des Fahrzeugs 2 vor und nach dem Unfall:

$$\nu_1, \nu'_1 \quad \nu_2, \nu'_2$$

Betrachte dann die **Gierwinkel**  $\Psi$ , die in eingedrungenem Zustand berechnet werden. Desweiteren gibt es die Stoßkrafthebelarme  $s_{HA}$ . Sie sind der Abstand von den Schwerpunkten der Fahrzeuge zum festen Stoßzentrum. Deren Winkel gegen die Fahrzeuglängsachsen sind roh. Die Deformationstiefen sind auch gegeben:

$$\Psi_1, \Psi_2 \quad s_{HA1}, s_{HA2} \quad \rho_1, \rho_2 \quad s_{DF1}, s_{DF2}$$

Kinetische Energie wird während dem Stoß von einem Fahrzeug auf das andere übertragen und auch in Wärme umgewandelt (wegen Deformationsvorgang der Energie verbraucht und freisetzt). Es ändern sich die Drehwinkel- und die Translationsgeschwindigkeiten der Fahrzeuge in Betrag und Richtung. Zur Berechnung werden drei Verfahren herangezogen. Dies sind die Möglichkeiten, eine Verbindung zwischen den Geschwindigkeiten vor und nach dem Stoß herzustellen: Wenn man Glück hat genügt das Impulssatzverfahren. Wenn Größen unbekannt sind muss es ergänzt werden um Stoßzahlgleichungen. Das EES-Verfahren gibt es auch.

Bei dem **Impulssatzverfahren** gilt die Prämisse, dass während dem Stoß der Impuls erhalten bleibt. Falls Kurswinkel zwischen den Fahrzeugen aus der Unfallanalyse vorliegen, erhält man zwei Gleichungen mit 2 Unbekannten. Es funktioniert also bei einem Frontalzusammenstoß nicht, gilt aber für elastischen und plastischen Stoß. Bekannt sind durch die Auslaufanalyse die Geschwindigkeiten  $v'_1$  und  $v'_2$ . Die vier Kurswinkel kann man an Brems Spuren ablesen.

$$\vec{I} = m_1 \cdot \vec{v}_1 + m_2 \cdot \vec{v}_2 = m_1 \cdot \vec{v}'_1 + m_2 \cdot \vec{v}'_2$$

Dies kann man rechnerisch oder graphisch durch Vektoraddition lösen: Zeichne x-Achse und als Hilfslinien die Einfahrriichtungen der Fahrzeuge mithilfe der Kurswinkel. Dann kann man die Impulse nach dem Stoß einzeichnen mithilfe Kurswinkel und den Gesamtimpuls durch Addition erhalten. Verschiebe nun die Hilfslinien bis zum Schnitt mit der Spitze des Impulses und erhalte die Impulse vor dem Stoß als Vektoren.

Wenn man einige Größen nicht kennt, zum Beispiel die Geschwindigkeiten nach dem Stoß oder die Kurswinkel vor dem Stoß hilft der **Stoßantrieb** weiter. Der Stoßantrieb ist der Impulsaustausch zwischen den Fahrzeugen. S definiert also den Impulsverlust des einen Fahrzeuges, er muss dem anderen zugeführt werden.

$$\begin{aligned}\vec{S}_1 &= m_1 \cdot (\vec{v}_1 - \vec{v}'_1) \\ \vec{S}_2 &= m_2 \cdot (\vec{v}_2 - \vec{v}'_2) \\ \vec{S}_1 &= -\vec{S}_2\end{aligned}$$

Zunächst nur reine Umformung. Neue Gleichung für neue Unbekannte bekommt man, indem man die Richtung des Stoßantriebes benutzt. Diese kann man aus den Unfallschäden abschätzen. Vorgehen für diese graphische Lösung: Bekannt ist neben Geschwindigkeit und Richtung der Fahrzeuge nach dem Stoß nur noch die Richtung eines Fahrzeuges vor dem Stoß und die Richtung des Stoßantriebes relativ dazu aus den Unfallschäden. Es fehlt uns also die Richtung des einen Fahrzeuges vor dem Stoß. Durch Parallele dieser Richtung erhält man  $S_2$  und damit sofort  $S_1$ . Durch  $S_1$  und Impuls des Fahrzeuges 1 dann die Richtung von Fahrzeug 1 durch Anlegen eines Parallelogrammes. Damit wäre Impulssatz auch noch lösbar, wenn bis drei Größen fehlen. Zum Beispiel die Geschwindigkeitsbeträge vor der Kollision und eine Richtung der beiden vor dem Stoß.

Wir können den Lösungsbereich mit **Kontrollgrößen** eingrenzen. Dies ist gefordert, da die Messgrößen vom Unfallort (Kurswinkel, Bremsspuren) mit Fehlern behaftet sind. Aber auch zum Beispiel die Abbremsung  $b$  unterliegt Unsicherheiten. Es gibt Toleranzbereiche für jede Kontrollgröße. Wird einer dieser Toleranzbereiche nicht eingehalten, kann man von falschen Annahmen ausgehen: Drallsatzkontrolle, Richtung der Stoßantriebe, Energiekennzahl, Verhältnis der Stoßpunktsgeschwindigkeiten, Richtungsdivergenz der Stoßpunktsgeschwindigkeiten, Geschwindigkeitsänderung. Bei deren Anwendung muss man beachten, dass der Kurswinkel der Winkel unmittelbar nach dem Stoß. Man muss also ermitteln, wie das Fahrzeug weggeschleudert ist.

Bei Gegenverkehrsunfällen mit kleinen Differenzen der Kurswinkel braucht man zusätzliche Gleichungen. Im allgemeinen Fall benutzt man das EES-Verfahren und im speziellen Fall ergänzt man den Impulssatz durch **Stoßzahlgleichungen**. Es ist geeignet für Frontalzusammenstöße und Auffahrunfälle mit  $\omega$  und  $\nu$  beider Fahrzeuge = 0. Die Impulssatzgleichung degeneriert von einer vektoriellen zu einer skalaren Gleichung. Es ist nur noch eine der beiden Unbekannten  $v_1, v_2$  lösbar. Die Stoßzahlgleichung ist:

$$\epsilon = \frac{v'_2 - v'_1}{v_1 - v_2}$$

Wobei Fahrzeug 1 das schnellere Fahrzeug ist, das in 2 hineingefahren ist. Es liegt dann mit  $\epsilon = 1$  ein vollelastischer Stoß vor, keine kinetische Energie wurde verbraucht. Mit  $\epsilon = 0$  ist der Stoß voll plastisch, d.h. die Fahrzeuge verlassen den Unfallort mit gleicher

Geschwindigkeit. Bei realen Unfällen gilt:

$$0 \leq \epsilon \leq 0.3$$

Das alles funktioniert allerdings nur, wenn sich zwei Massepunkte treffen. Wenn sie sich durchdringen, insbesondere bei einer streifenden Kollision. Dafür benutzt man das allgemeinste Verfahren **Energy Equivalent Speed** (EES). Es verknüpft Impulssatzverfahren mit dem Energieerhaltungssatz und man setzt damit an:

$$\begin{aligned} m_1 \cdot \vec{v}_1 + m_2 \cdot \vec{v}_2 &= m_1 \cdot \vec{v}'_1 + m_2 \cdot \vec{v}'_2 \\ m_1 \cdot (v_1)^2 + m_2 \cdot (v_2)^2 &= m_1 \cdot (v'_1)^2 + m_2 \cdot (v'_2)^2 + 2 \cdot (E_{R1,2} + E_{D1,2}) \end{aligned}$$

Das heisst vor dem Stoß haben wir reine translatorische kinetische Energie. Nach dem Unfall kann ein Teil davon in Rotationsenergie und/oder kinetische Energie in Form von Rotation umgewandelt werden. Es ist weiter:

$$\begin{aligned} E_{D1,2} &= \frac{1}{2} (m_1 \cdot EES_1^2 + m_2 \cdot EES_2^2) \\ E_{R1,2} &= \frac{1}{2} (J_1 \cdot \omega_1'^2 + J_2 \cdot \omega_2'^2) - \underbrace{\frac{1}{2} (J_1 \cdot \omega_1^2 + J_2 \cdot \omega_2^2)}_{\text{falls Rotation vor Aufprall}} \end{aligned}$$

Worin wir voraussetzen,  $E_{R1,2}$  berechnen zu können. Das heisst wir kennen Rotationsgeschwindigkeiten. Um keine dritte unbekannte Größe einzuführen verwenden wir EES statt den Geschwindigkeiten. Das Einsetzen der Gleichungen ineinander liefert die EES-Gleichung. Mit ihr berechnet man  $v_1$  und dann  $v_2$  und  $v_2$  aus dem Impulssatz wie gewohnt. Die große Empfindlichkeit des Impulssatzes gegenüber kleinen Eingabefehlern in den Kurswinkeln mit etwa paralleler Einlaufrichtung entfällt.

EES ist ein massenunabhängiges Maß für die Deformationsenergie in der Dimension einer Geschwindigkeit. EES ist direkt proportional zur Geschwindigkeit. Man vergleicht die Unfallschäden mit Schäden bei einem Wandaufprall um EES zu ermitteln. Wir vergleichen also bei gegebenem Fahrzeug den Schaden mit dem Schaden der entstanden wäre bei einem Wandaufprall. Wir suchen die Geschwindigkeit, mit der man das Fahrzeug gegen die Wand hätte fahren müssen, damit es das gleiche Deformationsbild liefert wie die untersuchte Kollision.

$$E_D = \frac{1}{2} \cdot m \cdot EES^2$$

Das heisst EES eines Wandaufpralls ist die Geschwindigkeit, mit der das Fahrzeug gegen die Wand fährt, da die elastische Rückstoßenergie vernachlässigt wird:

$$EES_{\text{Wand}} = v_{\text{Wand}}$$

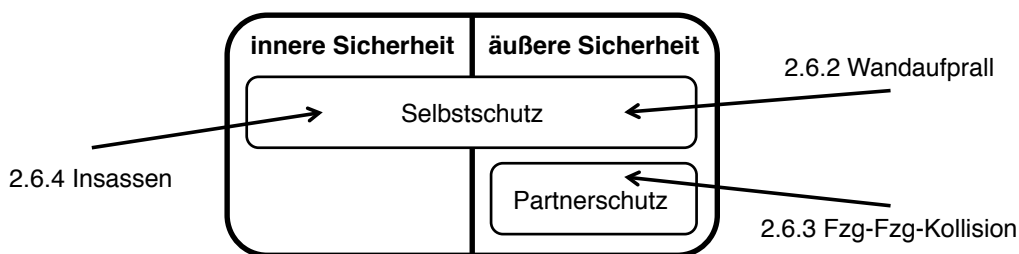
EES ansich braucht man für die Berechnung der kinetischen Energie für die EES-Gleichung allerdings nicht. Sie ist nur anschaulich, da die Masse quasi rausgekürzt wird. EES ist gewissermaßen ein Maß für die Schwere des Unfalls. Man kann sie direkt aus einem Energierasterfeld ablesen und einsetzen. Auch hier gibt es zwei weitere Kontrollgrößen: Geschwindigkeitsänderung/EES und Einlaufrichtung.

### 1.6.3 Vermeidbarkeit

Haben nun die Geschwindigkeit kurz vor dem Stoß Am Ende einer jeden Unfallanalyse stellt sich die Frage der **Vermeidbarkeit**. Dafür dienen Weg-Zeit-Diagramme. Vermeidbarkeit kann sich aus schnellerer Reaktion ("wenn er sich keine Kippe angezündet hätte") oder geringerer Geschwindigkeit ("wenn er sich an die Geschwindigkeitsbegrenzung gehalten hätte") ergeben. In beiden Fällen kann man räumlich oder zeitlich den Unfall vermeiden. Ermittle dazu aus neuer Geschwindigkeit oder neuer Reaktionszeit Weggewinn und Zeitgewinn. Räumlich bedeutet, dass das Fahrzeug, für das auf einer Basis einer geringeren Anfangsgeschwindigkeit oder Reaktionszeit die Rechnung durchgeführt wird, vor dem Unfall zum Stehen gekommen wäre. Zeitlich bedeutet, dass sich das Fahrzeug aus dem Gefahrenbereich begeben hätte. Hier ist dieses Delta-t wichtig, um das das Fahrzeug später an den Unfallort kommt, nicht dasjenige, um das es früher zum Stehen gekommen ist. Bei der Vermeidung durch geringere Geschwindigkeit wird die gesamte Kurve steiler. Bei der Vermeidung durch geringere Reaktionszeit wird die Kurve entlang des linearen Teils nach schräg oben verschoben. Es vergeht bei beidem weniger Zeit und weniger Weg. Es gilt: Mit kleiner Reaktionszeit ist die Vermeidbarkeit am unwahrscheinlichsten, da das Fahrzeug dann kürzer mit der zu hohen Geschwindigkeit fährt.

## 1.7 Passive Sicherheit

Passive Sicherheit bezeichnet um Unterschied zur aktiven Sicherheit diejenigen Maßnahmen, die Unfallfolgen einer eingetretenen Kollision mildern. Dafür kann man unterschiedliche Baugruppen betrachten. Die **innere Sicherheit** bezeichnet Schutzmaßnahmen wie Airbag, Sicherheitsgurt, Nackenstützen. Die äußere Sicherheit adressiert Karosserieform, Deformationswege, Steifigkeiten. Die Maßnahmen zur **äußeren Sicherheit** dienen neben dem *Selbstschutz* auch dem *Partnerschutz*. Die äussere Sicherheit des Selbstschutzes dient also gleichzeitig dem Unfallpartnerschutz.



### 1.7.1 Beschleunigung auf Fahrgastzelle

Wir befassen uns mit der inneren Sicherheit des Selbstschutzes und wollen nun die auf die Fahrgastzelle wirkenden Beschleunigungen bei einer normalen Abbremsung mit der Betriebsbremse vergleichen mit den Beschleunigungen, die bei einem Wandaufprall auftreten. Dies



sind natürlich dann auch diejenigen Beschleunigungen, die auf den Insassen wirken. Sie sind ein Maß für die Sicherheit. Bei einer maximalen Abbremsung mit der Betriebsbremse gilt, dass die maximale Bremskraft einerseits gleich der Fahrzeugmasse mal der Bremsverzögerung ist und andererseits gleich der maximal möglichen Haftkraft:

$$F = m \cdot b, \quad F = \mu_h \cdot m \cdot g \xrightarrow{\mu_h \leq 1} b \leq 1 \cdot g$$

Bei einem Wandaufprall wird die Bremskraft durch die Struktursteifigkeit der Karosserie gegeben. Sie ist naturgemäß abhängig vom Deformationsweg, welcher den Bremsweg darstellt. Um die Abbremsung mit der Erdbeschleunigung vergleichen zu können, wollen wir ein Energiegleichgewicht (Deformationsenergie muss gleich der kinetischen Energie des aufprallenden Fahrzeuges sein) aufstellen. Mit der Struktursteifigkeit  $c$  der Karosserie, dem Deformationsweg  $s_e$  und der maximalen Bremskraft am Ende des Deformationsweges erhalten wir:

$$E_{\text{def}} = \int_0^{s_e} F(s) ds = \int_0^{s_e} c \cdot s ds = \frac{1}{2} \cdot s_e^2 \cdot c$$

$$E_{\text{kin}} = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2$$

Diese Energien müssen gleich sein. Gleichsetzen und auflösen mithilfe der maximalen Bremskraft ergibt bei gegebener maximaler Aufprallgeschwindigkeit und gegebenem Deformationsweg der Karosserie:

$$E_{\text{kin}} = E_{\text{def}}, \quad F_e = m \cdot b_e \xrightarrow{s_e \leq 0.5m, v=50 \frac{\text{km}}{\text{h}}} b_e \geq 40 \cdot g$$

Für den Insassen ist ein progressiver Verlauf des Bremskraftaufbaus günstiger, da damit die maximal wirkende Kraft geringer ist. Es wird von Anfang an also eine große Kraft wirken und schon viel Energie abgebaut. Also verschenke keinen Deformationsweg, indem man zu Beginn nur geringe Verzögerung wirken lässt.

Wollen nun Forderung an Steifigkeiten betrachten. Sie ist zentral bei der äusseren Sicherheit für Selbst- und Partnerschutz. Forderungen, die sich positiv bei einem Wandaufprall auswirken, sind in ihrer Erfüllung meistens schlecht für eine Fahrzeug-Fahrzeug-Kollision. Vergleiche daher Steifigkeits-Forderungen bei Wandaufprall und bei Fahrzeug-Fahrzeug-Kollision bei Fahrzeugen mit unterschiedlichen Gewichten. Im Folgenden seien die Massen der beiden Fahrzeuge gegeben:

$$m_k < m_g$$

## 1.7.2 Wandaufprall

Versuche zur passiven Sicherheit werden meistens bei einer Geschwindigkeit von 50km/h durchgeführt mit einer Überdeckung von 100%. Hier muss auch die kinetische Energie vor

der Kollision gleich der Deformationsenergie (= Bremsenergie) wie oben sein:

$$\frac{m}{2} \cdot v^2 = \frac{F}{2} \cdot s_e = \frac{c}{2} \cdot s_e^2 = \frac{m \cdot b_e}{2} \cdot s_e$$

Wollen nun ein kleines, leichtes Fahrzeug (k) mit einem großem, schweren Fahrzeug (g) vergleichen, wie sie sich bei einem Aufprall gegen die Wand verhalten. Beide Fahrzeuge sollen die gleiche Sicherheit aufweisen, das heisst die gleichen Bremsverzögerungen erfahren. Desweiteren sollen sie mit der gleichen Geschwindigkeit aufprallen. Aus beidem folgt dass die Deformationswege  $s$  gleich sind. Wenn man die Verhältnisse gleichsetzt:

$$\frac{E_k}{E_g} = \frac{W_k}{W_g} \xrightarrow{v_g=v_k, b_g=b_k, s_k=s_g} c_k = \frac{m_k}{m_g} \cdot c_g$$

Eine Forderung an die Steifigkeiten ist also auch gefunden, wenn die zwei Fahrzeuge mit gleicher Geschwindigkeit gegen die Mauer fahren sollen und dabei die Fahrgastzelle beider Fahrzeuge gleiche Beschleunigungen erfahren soll. Die Steifigkeiten hängen also von den Massen ab. Wenn das schwere Fahrzeug doppelt so schwer ist wie das leichte muss es auch über die doppelte Steifigkeit verfügen.

*Fazit:* Um so schwerer das Fahrzeug ist, über um so mehr Steifigkeit muss es verfügen, um bei einem Wandaufprall genau so sicher zu sein wie ein kleineres (gleiche Insassenbelastung). Die geforderte Steifigkeit ist dann die Steigung der Kraftkennlinie.

### 1.7.3 Fahrzeug-Fahrzeug-Kollision

Wir möchten uns die geforderten Steifigkeiten bei Frontalzusammenstößen anschauen. Nehme gleiche Fahrzeuge von oben. Beachte aber hier die **Aggressivitäten**. Sie sind der Grund für die dramatischen Unterschiede von Beschleunigung (Massenaggressivität), Deformationsweg (geometrische Aggressivität) und geforderten Steifigkeiten (Steifigkeitsaggressivität). Aufgrund der Massenaggressivität zum Beispiel wird die Beschleunigung des kleinen Fahrzeuges viel größer als diejenige des großen Fahrzeuges sein. Die geometrische Aggressivität führt zu eklatanten Unterschieden in den Deformationswegen. Die Steifigkeitsaggressivität ist durch die Auslegung für den Wandaufprall gegeben. Grundlage für diesen Versuch ist Kraft = Gegenkraft. Das ist auch der Grund für die großen Unterschiede zum Wandaufprall:

$$c_k \cdot s_k = m_k \cdot b_k = \mathbf{F}_k = \mathbf{F}_g = m_g \cdot b_g = c_g \cdot s_g$$

damit erhält man das Verhältnis der Beschleunigungen, die auf die Fahrzeuge wirken:

$$\frac{b_k}{b_g} = \frac{m_g}{m_k} \cdot \frac{c_k \cdot s_k}{c_g \cdot s_g}$$

## Massenaggressivität

Das kleine, leichte Fahrzeug ist *immer* benachteiligt, da das Verhältnis der Beschleunigungen nur von dem der Massen abhängt. Das ist durch konstruktive Maßnahmen durch Steifigkeit und Deformationsweg (also durch äußere Maßnahmen) auch nicht zu ändern:

Es gilt also immer, dass ein auf Wandaufprall ausgelegtes Fahrzeug, welches drei mal so schwer ist wie der leichtere Kollisionspartner, nur ein Drittel der Beschleunigung des Kollisionspartners erfährt.

## Geometrische Aggressivität

Beim kleineren Fahrzeug stellen sich immer größere Deformationswege ein, wenn gemäß Wandaufprall die Steifigkeit des großen Fahrzeuges größer als die des kleinen gewählt wird. Da das kleine Fahrzeug eine kürzere Knautschzone zur Verfügung hat da es ja klein ist, ist das extrem ungünstig!

$$\frac{c_g}{c_k} \cdot s_g = s_k > s_g$$

Als *Forderung* geht also hervor, die Steifigkeit des kleinen Fahrzeuges möglichst hoch zu wählen. Das ist erforderlich, da bei einem kleinen Fahrzeug kleine Deformationswege vorgegeben sind.

## Steifigkeitsaggressivität

Indem man die Verzögerungsenergien (gleich Deformations-energien) der Fahrzeuge ins Verhältnis setzt erhält man:

$$W_k = \frac{s_k}{s_g} \cdot W_g$$

Daraus geht deutlich die Forderung hervor, dass der Deformationsweg des großen Fahrzeuges möglichst groß sein soll. Damit wird der Nenner klein und der Teil der Energie der auf das kleine Fahrzeug abfällt kleiner. Das große Fahrzeug kann ja auch eine größere Deformationsenergie aufnehmen. Man kann sich auch klar machen dass in direkter Folge  $c_g$  klein sein muss.

*Insgesamt* ergibt sich also die Forderung für den Partnerschutz bei einer Kollision von zwei Fahrzeugen. Dass das kleine Fahrzeug einen kleinen Deformationsweg hat ist konstruktionsbedingt vorgegeben (das kleine Fahrzeug ist klein!). Aus den Aggressivitäten einer solchen Situation folgen dann die Forderungen:

$$s_k \searrow \Rightarrow \begin{cases} c_k \nearrow \\ s_g \nearrow \\ c_g \searrow \end{cases}$$

Also großes Fahrzeug weich, kleines Fahrzeug steif, damit hat das kleine Fahrzeug möglichst wenig Schaden. Das widerspricht aber genau den Forderungen aus dem Wand-aufprall, dass das kleine Fahrzeug weich sein muss um die gleiche Unfallschwere wie das große Fahrzeug zu erfahren. Andersherum wird bei einem großen Fahrzeug, das auf Wandaufprall ausgelegt ist  $c_g$  eher groß sein. Die Forderungen sind als nicht vereinbar. Also die Maßnahmen für einen guten Partnerschutz verschlechtern den Selbstschutz bei einem Wandaufprall und die Maßnahmen für hohen Selbstschutz in einem schweren Fahrzeug vermindern den Partnerschutz, falls es mit einem kleinen Fahrzeug kollidiert.

Wollen den Bogen zurück zum Wandaufprall spannen. Da die Forderungen an die Struktursteifigkeit  $c_g$  und dem Deformationsweg  $s_g$  gestellt sind, bleibt als einzige Größe, an der wir noch drehen können, um die Beschleunigung, die die Fahrgastzelle erfährt, möglichst klein zu halten, die Geschwindigkeit. Wir fordern also, dass das große Fahrzeug mit einer kleineren Geschwindigkeit als das kleine Fahrzeug bei der Wandkollision unterwegs zu sein hat.

*Praktische Lösung:* Baue Fahrzeuge zuerst weich im Vorbau um hohen Partnerschutz zu garantieren und dann im weiteren Deformationsweg hart um den Forderungen des Selbstschutzes bei einem Wandaufprall gerecht zu werden.

*Ursache* für die großen Beschleunigungen des kleinen Fahrzeuges bei einer Kollision ist offensichtlich die kleinere kinetische Energie. Verknüpfung von Stoßzahlgleichung und Impulssatz, Annahme eines voll plastischen Stoßes sowie Auflösen nach der Geschwindigkeitsdifferenz des großen und des kleinen Fahrzeuges ergibt:

$$\frac{\Delta v_k}{\Delta v_g} = \frac{m_g}{m_k} = \frac{b_k}{b_g}$$

Die Geschwindigkeitsdifferenz "vor und nach dem Stoß" vom kleinen Fahrzeug verhält sich also zu derjenigen des großen wie die Masse des kleinen zu der Masse des großen. Ist also der Unfallgegner doppelt so schwer, dann erfährt man die doppelte Beschleunigung und die Differenz zur Einfahrtgeschwindigkeit ist doppelt so groß. Im gleichen Zeitintervall macht das große Fahrzeug die kleinere Geschwindigkeitsdifferenz mit.

#### 1.7.4 Wirkung auf Insassen

Wir wenden uns der inneren Sicherheit und damit dem Selbstschutz zu. Wie wirken Beschleunigungen auf die Insassen und was können wir tun um Personenschäden zu mindern?

Bei einem Unfall ohne **Rückhaltesystem** (also der Fahrer ist nicht angeschnallt oder es ist kein Airbag installiert) befindet sich der Fahrer im freien Flug auf der Strecke bis zum Lenkradaufprall. Er bewegt sich mit der der Geschwindigkeit des Fahrzeuges bei Aufprall weiter, während das Fahrzeug verzögert. Wenn er nun auf das Lenkrad aufprallt hat das Fahrzeug schon eine wesentlich geringere Geschwindigkeit. Das Problem ist nun der kurze elastische Weg des Lenkrades. Der Körper des Fahrers wird von der Ausgangsgeschwindigkeit auf die inzwischen relativ geringe Geschwindigkeit des Fahrzeuges verzögert innerhalb einer

sehr kurzen Zeit (die durch die Nachgiebigkeit des Lenkrades gegeben ist). Dabei können tödliche Beschleunigungen von bis zu 60g auftreten. Wenn der Körper von Anfang an mit dem Fahrzeug mit verzögert worden wäre, dann würde er als maximale Verzögerung nur diejenige des Fahrzeuges spüren. Das wären dann z.B. nur 15g. Realisiert wird dies durch einen **Dreipunktgurt**

**Gurtstraffer** sorgen dafür, dass der Gurt bei einer Kollision wenig Spiel aufweist. Er wird gewissermaßen vorgespannt, damit der Fahrer die Verzögerung des Fahrzeuges über die gesamte Zeit hinweg mitmachen kann. Sie sind mechanisch mit einer Feder, pyrotechnisch, hydraulisch oder durch Stahlseile realisiert. Eine Feder mit Rückhaltemechanismus funktioniert nur bei Unfällen mit Frontalaufprall. Pyrotechnische werden durch einen Beschleunigungssensor ausgelöst, der z.B. auch den Airbag auslöst. Das funktioniert somit auch bei Seitenaufprall und Überschlag. Hydraulische werden über Zylinder und Kolben an der Stoßstange gespannt. Dies funktioniert natürlich auch nur bei Frontalaufprall.

**Gurtkraftbegrenzer** sorgt durch deformierbares Blech dafür, dass er doch ein wenig nachgibt, wenn die Gurtkraft zu hoch wird (zum Beispiel 50g). Das ist zulässig in Kombination mit einem Airbag. Der Fahrer hat damit einen größeren Verzögerungsweg. Die Verzögerung wirkt länger und ist gesenkt.

Der **Airbag** stellt eine weitere Möglichkeit dar, ein Rückhaltesystem zu installieren. Er verhindert bei noch größeren Verzögerungen lebensgefährliche Verletzungen indem er den Körper schon weit vor dem Auftreffen auf die Armaturen stärker verzögert und damit die Spitzenverzögerung verringert. Das Airbagsystem besteht aus Crashsensor, Luftsack und Treibgasgenerator in Form von Festbrennstoffen. Dem elektrischen Crashsensor ist ein Savingsensor vorgeschaltet, der erst bei einer gewissen Verzögerung den elektronischen Stromkreis schließt und damit die Aktivierung "scharf stellt". Es ist also ein mechanischer Beschleunigungssensor in Reihe mit dem Crashsensor geschaltet. Der Airbag wird bei nicht angelegtem Gurt auch schon bei niedrigeren Verzögerungen und früher ausgelöst. Er löst auch bei stärkeren Verzögerungen früher aus. Der Airbag muss zu einem richtigen Zeitpunkt ausgelöst werden. Löst er zu spät wird der Fahrer eventuell zurückgeschleudert, löst er zu früh ist er eventuell schon wieder zusammengefallen. Nach 30ms (Beifahrer) und nach 40ms (Fahrer) würde zum Beispiel ein Airbag gezündet werden. Nach 1,5 Sekunden ist der Vorgang vorüber und er Sack in sich gefallen.

### 1.7.5 Verletzungskriterien

Es gibt drei Werte die wir für den Kopf betrachten: Der HIC-Wert (Head Injury Criterion) ist eine Art Mittelung über den ganzen Unfall,  $b_{3ms}$  ist die Beschleunigung die nicht mehr als 3ms wirken darf und  $b_{max}$  ist der absolute Spitzenwert, der nicht überschritten werden darf. Wenn eins dieser Kriterien nicht erfüllt ist, ist der Unfall tödlich. Der HIC-Wert ist eine

Funktion von dem Beschleunigungsverlauf über der Zeit und der Zeitdauer:

$$\text{HIC} = \max \left\{ \left( \frac{1}{t_2 - t_1} \cdot \int_{t_1}^{t_2} b(t) dt \right)^{2.5} \cdot (t_2 - t_1) \right\}$$

Die Zeit und die Beschleunigung werden hier empirisch ermittelt anhand der Kopfbeschleunigung an einem Dummy. Je nach Beschleunigungsverlauf ergibt sich ein anderer HIC-Wert. Die Dauer der einwirkenden Beschleunigung spielt eine Rolle. Kurze Spitzenwerte sind erlaubt. Langanhaltende Spitzenwerte sorgen für großen HIC-Wert. Ein üblicher Wert ist HIC=1000-700. Je länger die Verzögerung dauert, desto größere mittlere Beschleunigungen kann man zulassen, dass die Grenze nicht überschritten wird.  $b_{max}$  ist 150g und  $b_{3ms}$  liegt bei 80g.

Bei dem **Thorax** gilt dass eine maximale Kompression des Brustkorbes nicht mehr als 50mm betragen darf. Eine Beschleunigung  $b_{3ms} = 60g$  darf nicht länger als 3 ms wirken. Der Severity Index (SI) darf nicht über 1000 liegen:

$$\text{SI} = \int_0^t (b(t))^{2.5} dt$$

Es darf natürlich keine Grenze für den Kopf *und* keine Grenze für den Thorax überschritten werden, wenn eine moderate Überlebenschance gegeben sein soll.

Die Grenzen von effektivem innerem Selbstschutz im Rahmen der passiven Sicherheit sind bald erreicht. Rückhaltesysteme in Form von Airbag und Gurten waren die größten Schritte. Die Zukunft gehört den proaktiven Sicherheitsmaßnahmen. Es muss verhindert werden, dass der Unfall überhaupt passiert. Denn dann wird auch die passive Sicherheit nicht gefordert, die vielleicht das Leben nicht gerettet hätte (Verletzungskriterien nicht alle erfüllt).

# Kapitel 2

## Antriebsmaschinen

Wir wollen einem Fahrzeug Energie zuführen, um die Fahrwiderstände, die uns entgegenwirken, zu überwinden. Das Fahrzeug soll sich relativ zur Erde in Bewegung setzen, damit wir eine räumliche Distanz mit ihm überbrücken können. Das benötigt Vorschub. Um Vorschub in Form eines Drehmomentes an den Rädern (Antriebskraft) zu generieren, müssen wir die Energie dafür im Fahrzeug zur Verfügung stellen und mit einer Maschine in mechanische Energie umwandeln. Wir speichern die Energie chemisch (Gas, Wasserstoff, Benzin) oder elektrisch (Batterie) und wandeln diese mit einer passenden Maschine in mechanische Energie um (Elektromotor, Verbrennungsmotor). Beachtet werden müssen dabei die Emissionswerte.

### 2.1 Verbrennungsmotor

Bei Verbrennungskraftmaschinen führen wir die Energie zur Fortbewegung im Speicher als chemische Energie mit. Der Verbrennungsmotor als Wärmekraftmaschine wandelt diese chemische Energie durch die Verbrennung in thermische um. Über das Prinzip des Kurbeltriebes wird die Hubkraft in eine Drehbewegung überführt und ist damit für die Antriebsräder nutzbar. Ein Wärmeanteil geht als Wirkungsgradverlust verloren, wird zum Heizen des Passagiererraumes genutzt oder als Energie über eine Aufladung dem Prozess wieder zugeführt.

Heutige Verbrennungsmotoren arbeiten nach dem Otto- oder dem Diesel-Prinzip. Otto-Motoren drehen von 2600 bis zu 7000/*min*, Diesel-Motoren bis zu 5000/*min*. Der Wirkungsgrad von Dieselmotoren ist um ca. 20% besser als der von Verbrennungskraftmaschinen nach dem Otto-Verfahren und liefern zehn mal mehr Leistung mit bis zu 36000*kW*.

Um den Verbrennungsprozess zu beschreiben und qualitative Aussagen der Energieumwandlung zu treffen, verwende reale und ideale Kreisprozesse. Die idealen Kreisprozesse werden auch Vergleichsprozesse genannt und eignen sich um theoretische Wirkungsgrade zu ermitteln. Bei realen Prozessen werden die Druckverläufe im Brennraum gemessen als Funktion des Kurbelwellenwinkels (liefert p-V-Diagramm). Ziel des Prozessablaufes bei der Umwandlung

von chemischer in mechanischer Energie ist es, einen möglichst hohen Prozesswirkungsgrad, der sehr stark von dem Ablauf des thermodynamischen Prozesses abhängt, zu erreichen. Untersuche dazu Vergleichsprozesse und reale Prozesse.

### 2.1.1 Ideal: CARNOT-Prozess

Der Carnot-Prozess ist einfach und liefert bei gegebenen Temperaturgrenzen bestmögliche Wirkungsgrade  $\eta$ . Er beschreibt die kontinuierliche Umwandlung von Wärme in mechanische Arbeit zwischen zwei vorgegebenen Temperaturgrenzen. Es gibt keine technische Realisierung dieses Prozesses. Der Kreisprozess läuft von den Punkten 1 bis 4 durch die Stufen der adiabaten Verdichtung, isothermen Verbrennung, adiabaten Expansion, isotherme Verdichtung.

**1-2** Bei der **adiabaten Verdichtung** findet kein Wärmeaustausch mit der Umgebung statt. Da aber mechanische Arbeit entgegen des Druckes verrichtet wird, entsteht Wärme, wobei wegen des geschlossenen Systems die Entropie konstant bleibt.

**2-3** Bei der **isothermen Verbrennung** geht man davon aus, dass bei konstanter Temperatur der Brennstoff verbrannt wird. Es wird Energie zugeführt. Das heisst im T-s-Diagramm muss die Entropie zunehmen bei konstanter Temperatur.

**3-4** Bei der **adiabaten Expansion** wird expandiert, ohne Wärme an die Umgebung abzugeben. Das heisst wir müssen mechanische Arbeit verrichten, die an den Kurbeltrieb rotatorisch übergeben wird. Das ist die thermische Energiedifferenz zwischen der zugeführten und der abgeführten Wärmeenergie.

**4-1** Bei der **isothermen Verdichtung** ist die Temperatur wieder konstant wobei gleichzeitig Wärme abgeführt wird, um sie konstant zu halten.

Zwischen Punkt 4 und 1 wird Wärme abgeführt nachdem die mechanische Arbeit schon verrichtet worden ist. Das heisst unsere Nutzwärme ist die Differenz der zugeführten Wärme von der abgeführten Wärme. Es ergibt sich der **thermische Wirkungsgrad** unseres CARNOT-Prozesses zu:

$$\eta_{th} = \frac{Q_{nutz}}{Q_{zu}} = \frac{Q_{23} - Q_{41}}{Q_{23}} = \frac{T_{max} - T_{min}}{T_{max}}$$

Dabei ist  $T_{min}$  die Temperatur, bei der die Wärme abgeführt wird und  $T_{max}$  die Temperatur nach der Zündung, bei der die Wärme also zugeführt wird.  $Q_{23}$  ist die Energie die in Form von Wärme während der Temperatur  $T_{max}$  zugeführt wird (es wird isotherm verbrannt) und  $Q_{41}$  ist die Wärmemenge, die bei der Temperatur  $T_{min}$  abgeführt wird (es wird isotherm verdichtet als Teil des Ladungswechsels).

Die benötigte Verdichtearbeit ist die Arbeit, die aufgebracht werden muss, um das Volumen zu verdichten (unter Kurve 4-1-2). Die abgegebene Expansionsarbeit ist die Fläche unter der Expansionskurve 2-3-4.



An dem T-s-Diagramm können wir ablesen, dass es für einen großen **Wirkungsgrad** günstig ist, wenn bei hoher Temperatur  $T_{max}$  die Wärmezufuhr  $Q_{23}$  stattfindet. Das erreicht man beim Verbrennungsmotor durch eine große Verdichtung. Es kann aber auch  $T_{min}$  nicht beliebig tief liegen, nämlich maximal bei Umgebungstemperatur. Das ist der Grund, warum der CARNOT-Prozess auch keinen Wirkungsgrad von 1 haben kann. Man kann nicht unterhalb der Umgebungstemperatur Wärme abführen. Wenn wir ein  $T_{max}$  von ca.  $1500^{\circ}C$  annehmen und ein  $T_{min}$  von  $20^{\circ}C$  dann erhält man für den Carnot-Prozess einen Wirkungsgrad von 80%. Mehr geht nicht. Der CARNOT-Prozess hat allerdings eine geringe Nutzarbeit im Verhältnis zur Verdichtearbeit, weswegen er in der Realität nicht umgesetzt wird. Desweiteren sind keine hohen Drehzahlen wegen der isothermen Wärmezufuhr realisierbar.

### 2.1.2 Ideal: SEILIGER-Prozess

Wegen der schlechten Realisierbarkeit des Carnot-Prozesses nutzt man zur quantitativen Beurteilung des thermodynamischen Prozesses einen anderen Vergleichsprozess: den SEILIGER-Prozess. Dieser motorische Kreisprozess beschreibt die Energieumwandlung, wobei die einzelnen Zustandsänderungen des Arbeitsmittles dem tatsächlichen Geschehen im Verbrennungsmotor möglichst nahe kommen sollen. Verbrennungsmotoren werden dabei als geschlossene Systeme angesehen, in denen die Energieumwandlung diskontinuierlich verläuft. Ein Charakteristikum der Kreisprozesse solcher Motoren ist, dass die Zustandsänderungen in einem Arbeitsraum ablaufen, dessen Größe sich durch die Bewegung des Kurbeltriebs im Laufe des Arbeitsspiels ändert. Die Verbrennung und der Gaswechsel werden durch Wärmezufuhr und -abfuhr ersetzt. Es ist:

adiabat  $\rightarrow s = const.$

isotherm  $\rightarrow T = const.$

isobar  $\rightarrow p = const.$

isochor  $\rightarrow V = const.$

Bei dem SEILIGER Prozess teilt sich die Verbrennung nach der adiabaten Verdichtung (1-2) in einen Gleichraum- und einen Gleichdruckanteil. Bei ersterem bleibt der Kolben im oberen Totpunkt während ein Teil des Brennstoffes schlagartig isochor verbrennt (2-3) und zu einem Druckanstieg führt durch Wärmezufuhr. Es folgt die isobare Verbrennung (3-4), die den Kolben schon ein Stück nach unten drückt während der Rest des Gases verbrennt. Das Volumen wird dabei soweit expandiert, dass der Druck konstant bleibt. Bis zum unteren Totpunkt passiert nun eine adiabate Expansion (4-5), die die Entropie konstant lässt ohne Wärmeabgabe. Die Öffnung des Auslassventils lässt den Druck schlagartig isochor Abfallen (5-1). Das ist der Ladungswechsel, wo das Abgas ausgestoßen, also die Wärme abgeführt wird. Eine Gaswechselschleife fehlt.

Wir haben also eine Wärmezufuhr während isochorem und isobarem Verbrennungsprozess ( $Q_{23}$  respektive  $Q_{34}$ ). Diese Energie wird dem System durch die Einspritzung der Frischladung zugeführt. Mechanische Leistung für unseren Kraftfahrzeugantrieb wird während der

adiabaten Expansion und der isobaren Verbrennung generiert. Isochor abgeführte Verlustenergie ist nun  $Q_{51}$  während des Ladungswechsels.

Das Öffnen des Auslassventils bei Punkt 5 **verschenkt Expansionsarbeit**. Das hat mehrere wichtige Gründe. Erstens müsste der Motor ein viel größeres Volumen zur Verfügung stellen und zweitens würde das gar nicht so viel zusätzliche Arbeit bringen im Vergleich zu dem, was man durch Reibung reinstecken muss. Desweiteren wird das Abgas schnell herausgedrückt, da der Brennraum noch unter Überdruck steht. Günstig ist dies auch für den Katalysator, der die Wärmeenergie im Abgas benötigt und für den Abgasturbolader, der durch die abgeführte Energie  $Q_{51}$  angetrieben wird. Es dient also auch dem Ladedruck von Frischladung.

Der **thermische Wirkungsgrad** ergibt sich also aus dem Verhältnis der Energie, die zu der Hubbewegung des Kolbens führt (Nutzenergie) und der Wärmeenergie, die dem thermodynamischen System durch das Kraftstoff-Luft-Gemisch (bei Otto) zugeführt wird:

$$\eta_{th} = \frac{Q_{nutz}}{Q_{zu}} = \frac{Q_{23} + Q_{34} - Q_{51}}{Q_{23} + Q_{34}} = 1 - \frac{a}{\epsilon^{\chi-1}}, \quad \epsilon = \frac{V_c + V_h}{V_h}$$

Hierbei ist  $\epsilon$  das Verdichtungsverhältnis und  $V_c$  das Kompressionsvolumen am oberen Totpunkt,  $V_h$  das Hubvolumen. Ist das Verdichtungsverhältnis groß, haben wir einen hohen Wirkungsgrad. Dem wirkt wieder die Reibung entgegen. Es gilt einen Kompromiss zu finden:

$$\epsilon \nearrow \Rightarrow \eta_{th} \nearrow$$

Der SEILIGER Prozess liefert unter der Annahme idealer Gase, eines vollständigen Ladungswechsels sowie perfekt isolierten Zylindern einen Wirkungsgrad von bis zu 0,7 bei größtem Verdichtungsverhältnis von ca. 25.

## Sonderfälle

Wir können drei Sonderfälle des SEILIGER Prozesses betrachten um die qualitative Beschreibung der thermodynamischen Vorgänge den realen besser anzupassen.

Bei dem **Otto-Sonderfall** genügt es, den isochoren Verbrennungsprozess zu betrachten, der isobare fällt weg. Punkt 3 fällt mit Punkt 4 zusammen. Wir erhalten den sogenannten Gleichraum-Prozess als Spezialfall des SEILIGER Prozesses. Die adiabate Expansion folgt direkt nach der isochoren Verbrennung. Hier wird der Zähler des thermischen Wirkungsgrades zu 1.

Bei dem **Diesel-Sonderfall** für **schnelllaufende** Motoren wird der Gleichraum-Gleichdruck-Prozess angewendet, also der eigentliche SEILIGER-Prozess. Schnelllaufende Dieselmotoren werden bei PKW und LKW eingesetzt und drehen bis zu 5000 pro Minute.

Bei dem **Diesel-Sonderfall** für **langsamlaufende** Motoren verwendet man den Gleichdruck-Prozess, bei dem der Gleichraum-Anteil fehlt. Dies sind Schiffsdieselmotoren. Punkt 2 und

3 fallen zusammen. Auf die adiabate Verdichtung folgt unmittelbar die isobare Verbrennung gefolgt von der adiabaten Expansion.

Bei gleichem zulässigem Höchstdruck und gleicher zugeführter Wärmemenge (über Heizwert des Kraftstoffes) gilt das Verhältnis der thermischen Wirkungsgrade:

$$\eta_{th,DL} > \eta_{th,DS} > \eta_{th,O}$$

### 2.1.3 Reale Prozesse

Reale Prozesse sollen nun tatsächliche Wirkungsgrade offenlegen und den thermodynamischen Prozess während der Verbrennung qualitativ möglichst gut beschreiben. Sie haben zum einen keine Ecken, zum anderen wird der Ladungswechsel nicht abstrahiert, das heißt wir erhalten eine Ladungswechselschleife. Betrachtet wird explizit das Ausschleichen der Abgase (Takt 4) und das Ansaugen der Frischladung (Takt 1). Diese realen Prozesse werden mit Drucksensoren, im Zylinder untergebracht, ermittelt.

In **Phase 1** wird mit Unterdruck im Zylinderraum Frischladung angesaugt. Der isobare Vorgang geschieht vom oberen zum unteren Totpunkt. Es folgt in **Phase 2** die Verdichtung wobei bei dem Ottomotor ab der Zündung schon der isochore Wärmezufuhranteil beginnt (Verbrennung des Kraftstoffes). Beim Dieselmotor wird der Kraftstoff kurz vor dem Maximaldruck eingespritzt und es folgt ein kleiner Gleichraum und ein kleiner Gleichdruck-Anteil. Bei beiden Motortypen folgt die **Phase 3** mit der Expansion der Gase, der Kolben fährt zum unteren Totpunkt, Energie wird freigesetzt und dem System thermisch zugeführt. Unter leichtem Überdruck wird in **Phase 4** nun der verbrannte Kraftstoff in dem Abgastrakt zugeführt.

Wir müssen also den Kolben ein mal nach oben und ein mal nach unten führen, ohne neue Arbeit (neue Energie) zu gewinnen. Für den Kreisprozess benötigen wir vier Takte/Phasen. Beim Diesel-Verfahren sieht man klein ausgeprägte Gleichraum- und Gleichdruckanteile. Der Maximaldruck und damit das Verdichtungsverhältnis ist größer. Das muss so sein, weil wir für die Selbstzündung hohe Temperaturen benötigen.

### 2.1.4 Ventilsteuerzeiten

Wir wollen nun den Ladungswechsel näher betrachten und ihn steuern: Bei den Schließ- und Öffnungszeiten der Ein- und Auslassventile gibt es nun Phänomene zu beobachten, die zu höherem Wirkungsgrad der Maschine beitragen. Erstens öffnet das Auslassventil früher als man annehmen würde (kurz bevor der Expansionsvorgang zum Erliegen kommt, kurz vor dem unteren Totpunkt) und es schließt später als man vermuten würde, nämlich erst kurz nachdem der Ansaugvorgang der Frischladung schon begonnen hat, also der obere Totpunkt schon überschritten ist und der verbrannte Kraftstoff eigentlich schon ausgeschoben wurde. Das Einlassventil schließt später als man annehmen würde (kurz nach dem Beginn

der Kompressionsphase, wenn also der untere Totpunkt nach dem Ansaugen schon überschritten wurde) und es öffnet früher als man annehmen würde, nämlich schon am Ende der Ausstoßphase der Abgase, kurz bevor die Ansaugphase beginnt. Die Zeit zwischen dem verfrühten Öffnen des Einlassventils und dem verspäteten Schließen des Auslassventils wird auch Ventilüberschneidung genannt. Begründungen:

**Auslassventil öffnet verfrüht**, damit später der Gegendruck beim Ausschleiben der Abgase nicht zu hoch wird. Durch das Öffnen vor dem unteren Totpunkt geht schon Gasdruck verloren, verbrannter Kraftstoff entweicht. Dadurch geht natürlich auch Energie verloren, das aber durch den geringeren Gegendruck beim Ausschleibevorgang in den Abgastrakt kompensiert wird, weil die Ausschleibearbeit geringer ist.

**Ventilüberschneidung** (Einlassventil öffnet vor OT, Auslassventil schließt nach OT) ist zunächst einmal deswegen, dass man zu den Ausstoß- und Ansaugzeiten einen großen Öffnungsquerschnitt überhaupt hin bekommt. Man kann ein Ventil natürlich nicht beliebig schnell auf und zu reißen. Die Trägheit des Ventils drückt gegen die Nockenwelle. Desweiteren wird bei hohen Drehzahlen durch den Abgasstrom Frischladung auch angesaugt, da die kinetische Energie darin einen Unterdruck im Brennraum erzeugt. Diese Energie muss schon nicht im Ansaugtakt vom Kolben erbracht werden.

**Einlassventil schließt verspätet** wegen der hohen kinetischen Energie der einströmenden Luft (bei Direkteinspritzern und Dieseln, bei Vergaser und Saugrohreinspritzung strömt ein Kraftstoff-Luft-Gemisch ein). Diese Energie drückt weitere Frischladung in den Zylinder, obwohl der Kolben schon wieder nach oben fährt. Wenn das Einlassventil direkt im unteren Totpunkt schließen würde, wäre diese Energie verschenkt.

Dieses optimale Schließen des Einlassventils geschieht bei konstanten Ventilsteuerzeiten nur bei genau einer Drehzahl, bei der das Einlassventil genau dann schließt, wenn der Frischladungsstrom im Bereich des Einlassventils zum stehen kommt. Ist die Drehzahl niedriger, wird das Einlassventil zu spät schließen. Das heisst, die ohnehin langsameren Frischladungsströme sind schon zum Stillstand gekommen und das Ventil schließt noch nicht. Der Kolben schiebt Frischladung zurück. Ist die Drehzahl höher, wird das Einlassventil zu früh schließen, obwohl noch kinetische Energie in dem Frischladungsstrom ist.

*Conclusio und Sonstiges:* Beide Ventile öffnen verfrüht und schließen verspätet. Angegeben werden die Steuerzeiten abhängig vom Kurbeltriebwinkel. Sie können bei konstanter Drehzahl auch nach der Zeit angegeben werden. Einlassventilquerschnitt ist immer etwas größer als Auslassventilquerschnitt, da der Zylinderdruck nach der Verbrennung sehr hoch ist und den verbrannten Kraftstoff hinausdrücken kann. Die Arbeit beim Ansaugen dagegen ist Verlustarbeit.

### 2.1.5 Kenn- und Leistungsgrößen

Theoretisch saugt der Motor Frischladung in der Größe des Hubvolumens an. Damit wäre der **volumetrische Wirkungsgrad** gleich 1. In der Praxis jedoch ist er im Mittel kleiner

1. Das heisst es wird nicht so viel Frischladung dem Verbrennungsprozess zugeführt wie es gegeben durch das Hubvolumen möglich wäre.

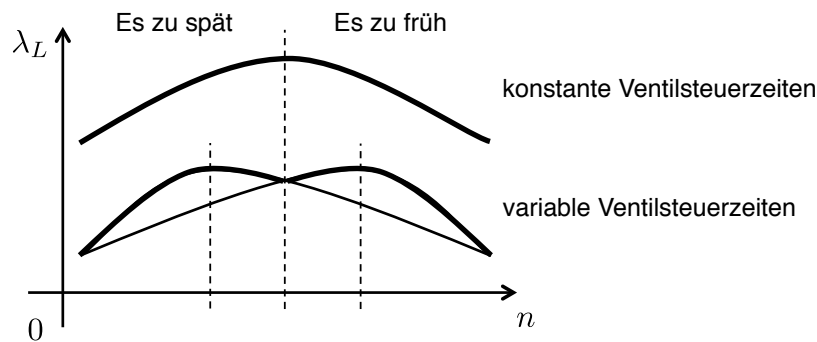
$$\lambda_V = \frac{V_z}{V_h} = \frac{\text{Frischladungsvolumen}}{\text{Hubvolumen}}$$

Das liegt besonders bei hohen Drehzahlen daran, dass der verbrannte Kraftstoff nicht genug Zeit hat, den Brennraum komplett zu verlassen. Wegen des Abgasgedrucks verbleibt etwas im Zylinder. Die verbleibenden Abgase stehen unter Überdruck. Sie müssen zunächst expandieren, bevor Sogwirkung für die Frischladung entsteht. Nun ist aber viel wichtiger die Masse, die angesaugt wird, da sie auch die Brennleistung bestimmt (viel Masse bei hohem Druck hat gleiches Volumen wie wenig Masse bei niedrigem Druck).

Der *Liefergrad* ist nun definiert als das Verhältnis der Masse der Frischladung die vom Motor tatsächlich dem Brennraum zugeführt wird zu derjenigen Masse, die gegeben durch das Hubvolumen, theoretisch möglich wäre:

$$\lambda_L = \frac{m_z}{m_{th}}$$

Dieser Liefergrad ist bei genau einer Drehzahl optimal. Und zwar bei der Drehzahl, bei der die Ventilsteuerzeiten das Einlassventil optimal schließen. Bei niedrigeren Drehzahlen ist das Einlassventil zu lange offen, bei höheren zu kurz. Zusätzlich zu der unpassenden Ventilsteuerung des Einlassventils kommt bei hohen Drehzahlen noch die Luftdrosselung hinzu, denn der Strom ist durch den Durchmesser des Ansaugrohres begrenzt. Dadurch sinkt der Liefergrad zusätzlich. Bei verstellbaren Nockenwellen können die Steuerzeiten angepasst werden abhängig von der Motordrehzahl.



Bei den variablen Ventilsteuerzeiten erhalten wir zum Beispiel durch das frühere Schließen des Einlassventils einen höheren Liefergrad, da durch das geschlossene Ventil keine Frischladung mehr in den Zuführtrakt zurückgeschoben werden kann. Das maximale Drehmoment des Motors liegt bei genau dieser Drehzahl der optimalen Ventilsteuerzeiten.

Das **Verdichtungsverhältnis** der Verbrennungskraftmaschine ist gegeben durch das Volumen, welches bei Kolbenstellung unterer Totpunkt zur Verfügung steht im Verhältnis zu

demjenigen Volumen, das im oberen Totpunkt im Zylinder noch vorhanden ist. Mit diesem Kompressionsvolumen  $V_c$  und dem Hubvolumen  $V_h$  ist dann:

$$\epsilon = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{V_h + V_c}{V_c}$$

Gemäß den Kreisprozessen ist bei höherem Verdichtungsverhältnis der thermische Wirkungsgrad besser. Dieser ist allerdings theoretischer Natur und stammt aus den Vergleichsprozessen und nicht aus den realen Prozessen. Es fordert idealisierte Bedingungen für den thermodynamischen Prozess wie absolut isolierte Zylinder, ideale Gase mit idealem Verbrennungsverlauf und sofortige Zustandsübergänge (nicht abgerundete Ecken). Desweiteren wird die Ladungswechselschleife nicht betrachtet sowie mechanische Verluste aussen vor gelassen. Deshalb definiere den

**effektiven Wirkungsgrad** der die Nutzleistung ins Verhältnis zur pro Zeit verbrauchten Wärmeenergie stellt. Nutzleistung liegt am Schwungrad an, beinhaltet also die inneren Verluste (dissipativ, Isolierung). Die Wärmeenergie wird der Maschine durch chemische Energie in Form von Kraftstoff zugeführt:

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

Der effektive Wirkungsgrad hat bei einem bestimmten Verdichtungsverhältnis  $\epsilon$  sein Maximum und nimmt dann bedingt durch die dissipativen Verluste wieder ab wohingegen der theoretische Wirkungsgrad weiter zunimmt.

Der **indizierte Wirkungsgrad** (innerer Wirkungsgrad) ist die Leistung, die auf den Kolben wirkt ins Verhältnis gesetzt zu dem zugeführten Kraftstoff. Er ist der thermische (theoretische) Wirkungsgrad, der auf dem idealen Vergleichsprozess beruht, mal dem Gütegrad. Der Gütegrad betrachtet, wie gut der ideale Vergleichsprozess zu dem realen Prozess passt. Berücksichtigt also Ladungswechsel, runde Ecken, Ventilsteuerzeiten, ideale Gase und isolierte Zylinder. Multipliziert man den indizierten Wirkungsgrad nun mit dem **mechanischen Wirkungsgrad**, wird auch die Reibung berücksichtigt. Der indizierte Wirkungsgrad bemisst quasi die Energie, die durch die Verbrennung auf den Kolben abgegeben wird und zum Kurbeltrieb geführt wird im Vergleich durch die durch den Kraftstoff zugeführten Energie.

$$\eta_{th} \xrightarrow{\cdot \eta_g} \eta_i \xrightarrow{\cdot \eta_{mech}} \eta_e$$

$$\eta_e = \underbrace{\eta_{th} \cdot \eta_g}_{\eta_i} \cdot \eta_{mech}$$

Die Motorleistung hängt nun ab von der Arbeit, die das pV-Diagramm (Indikatordiagramm) liefert, den Zahl der Arbeitsspiele pro Zeit und der Zahl der Zylinder  $z$ . Indem wir den Druck über dem Hubvolumen im Arbeitsraum messen haben wir die Arbeit, also die Energie die pro Arbeitsschritt (Takt 1 bis 4) freigesetzt wird. Wenn wir die Zeit hinzunehmen, in der

das Stattfindet (also die Drehzahl) gelangen wir zu der Leistung pro Zylinder. Multipliziert mit der Zylinderzahl erreichen wir zur Motorleistung.

In der Automobilindustrie wird statt des absoluten Kraftstoffverbrauches  $B_H$  oft der relative, **spezifische Kraftstoffverbrauch** verwendet. Mit ihm kann man zum Beispiel einen LKW mit einem PKW Motor vergleichen, da der Verbrauch normiert wird. Er ist nichts anderes als der Kehrwert vom Wirkungsgrad und ist die der Kraftstoffverbrauch pro Leistung die an den Kolben abgegeben wird:

$$b_e = \frac{B_H}{N_e}$$

Die **indizierte Leistung**  $N_i$  ist diejenige, die im Brennraum eines Zylinders freigesetzt wird und auf den Kolben wirkt. Also erhalte die Energie/die Arbeit

$$A = \int_{OT}^{UT} p \cdot dV, \quad [A] = Nm$$

Das kann man berechnen indem man die obere Fläche (im Uhrzeigersinn durchlaufen, positiv) die durch den Expansionsprozess aufgespannt wird hernimmt, und von der unteren abzieht (Ladungswechsel, gegen den Uhrzeigersinn durchlaufen, negativ). Multipliziere mit der Anzahl der Arbeitsspiele, die pro Zeit durchlaufen werden.

Erhalte den **indizierten Mitteldruck**  $p_{mi}$  indem man die Fläche der Arbeit in dem pV-Diagramm in ein Rechteck formt. Die Höhe ist dann der indizierte Mitteldruck so dass für einen Zylinder gilt:

$$A = p_{mi} \cdot V_h \quad \rightarrow \quad p_{mi} = \frac{A}{V_h}$$

Damit hat man eine Vergleichsgröße, mit der man Verbrennungsmotoren mit unterschiedlichen Hubräumen vergleichen kann. Der indizierte Mitteldruck ist zum Beispiel groß, wenn man einen Ansaugtrakt mit wenigen Drosselverlusten verbaut. Man erhält gewisserweise ein indiziertes Drehmoment des Motors. Mit dieser Größe ist die indizierte Motorleistung dann gegeben durch:

$$N_i = p_{mi} \cdot V_H \cdot n_a, \quad V_H = V_h \cdot z$$

Wobei  $n_a$  die Anzahl der Arbeitsspiele ist und nicht die Drehzahl des Motors. Wenn zum Beispiel  $n_a = 1000$  dann ist  $n = 2000$  da während eines jeden Arbeitsspiels die Kurbelwelle zwei Umdrehungen vollführt. Bei Zweitaktmotoren ist  $n_a$  dann natürlich gleich  $n$ . Beachte ausserdem dass das Gesamthubraumvolumen des Motors angewendet wird indem das Hubvolumen eines Zylinders multipliziert wird mit der Anzahl der Zylinder  $z$ . Erhalte daraus

dann den indizierten Wirkungsgrad (vergleiche oben) zu:

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

wobei  $B_H$  der absolute Kraftstoffverbrauch des Zylinders in kg/s ist.  $H_u$  ist der untere Heizwert des zugeführten Kraftstoffes und mit Ws/kg beeinheitet. Beides multipliziert ergibt dann die zugeführte chemische Leistung.

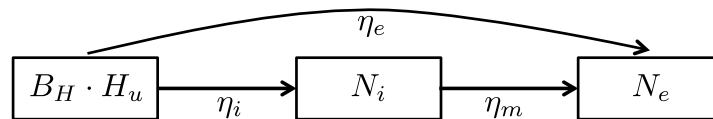
Die **effektive Leistung**  $N_e$  ist diejenige, die als Nutzleistung am Schwungrad zur Verfügung steht. Gütegrad der Verbrennung und mechanische Verluste durch Reibung von Kolben und Lager sind von der eingehenden Leistung durch die Kraftstoffeinspritzung abgezogen. Dabei sind aber auch die Nebenaggregate wie Wasserpumpe, Lüfter, Zündverteilung, Lichtmaschine. Die effektive Leistung ist zusammen mit dem **effektivem Mitteldruck** und dem effektiven Wirkungsgrad gegeben zu:

$$N_e = \underbrace{\eta_m \cdot p_{mi}}_{p_{me}} \cdot V_h \cdot n_a = \eta_m \cdot N_i = \underbrace{\eta_m \cdot \eta_i}_{\eta_e} \cdot B_H \cdot H_u$$

Es folgt direkt für effektiven Mitteldruck, effektivem und mechanischem Wirkungsgrad:

$$p_{me} = \eta_m \cdot p_{mi}, \quad \eta_m = \frac{N_e}{N_i}, \quad \eta_e = \frac{N_e}{B_H \cdot H_u}$$

Die Zusammenhänge lassen sich auch wie folgt ausgehend von der dem Motor durch den Kraftstoff zugeführten Leistung darstellen zu:



Die **Luftverhältniszahl**  $\lambda$  ist das Verhältnis von der tatsächlich dem Brennraum zugeführten Luftmasse zu der Luftmasse die für eine optimale, das heisst vollständige Verbrennung des Kraftstoffes nötig wäre. Ist  $\lambda$  größer 1, so ist zu viel Luft im Brennraum und es bleibt nach dem Verbrennungsvorgang welche übrig. Ist  $\lambda$  kleiner 1 ist weniger Luft zugeführt worden als für eine vollständige Verbrennung nötig gewesen wäre. Es verbleibt unverbrannter Kraftstoff im Brennraum.

$$\lambda < 1 \rightarrow \text{fett}$$

$$\lambda = 1 \rightarrow \text{stöchiometrisch}$$

$$\lambda > 1 \rightarrow \text{mager}$$

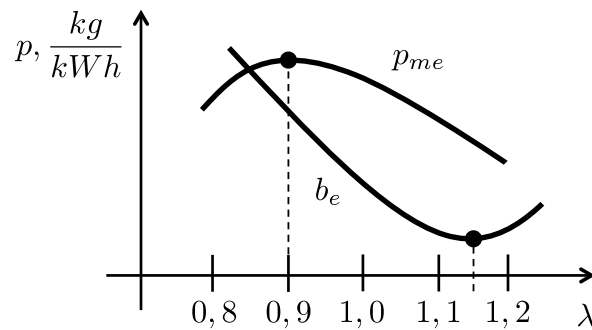
Ein Ottomotor fährt wegen des Katalysators bei genau  $\lambda = 1$ . Eine Überfettung bei hohem Leistungsbedarf ist nicht mehr möglich. Ein Diesel mit seiner heterogenen Gemischbildung fährt bei Vollast mit mehr als  $\lambda 1,3$ . Für die Zündung sind Stellen mit  $\lambda < 1,2$  im Brennraum verantwortlich.



## Conclusio

Wenn man die Luft im Brennraum vollständig ausnutzt bekommt man maximales Drehmoment (dort liegt der maximale effektive Mitteldruck bei  $\lambda = 0.9$ ) und wenn man den Kraftstoff vollständig ausnutzt bekommt man maximalen Wirkungsgrad (bzw. minimalen Kraftstoffverbrauch). Den minimalen Kraftstoffverbrauch  $b_{emin}$  fährt man also nicht bei  $\lambda = 1$ , da das Kraftstoff-Luft-Gemisch oft heterogen ist und somit viele Stellen im Brennraum mit Kraftstoffüberschuss existieren. Bei  $\lambda = 1.2$  gibt es nur noch stöchiometrische Regionen im Brennraum oder Regionen mit Luftüberschuss. Der spezifische Verbrauch steigt dann wieder an, da Zündaussetzer die vollständige Verbrennung unmöglich machen. Die begrenzende Größe für die Leistung ist die Luft, und nicht der Kraftstoff.

Messe die indizierte Leistung durch Drucksensoren im Brennraum und Drehwinkelgeber an der Schwungscheibe. Messe effektive Leistung am Motorprüfstand durch Messung des Drehmoments und der Drehzahl an der Schwungscheibe.



### 2.1.6 Leistungssteigerung

Es gilt nach 3.1.5, dass die effektive Leistung abhängig ist vom effektivem Mitteldruck, der Drehzahl und dem Gesamthubraum  $V_H$ :

$$N_e = f(p_{me}, V_H, n)$$

wobei die folgenden Zusammenhänge gelten:

$$p_{me} = \frac{\lambda_L}{\lambda \cdot L_{min} \cdot b_e}, \quad V_H = z \cdot V_h, \quad n = 2 \cdot n_a$$

Das Hubvolumen und die Drehzahl zu erhöhen ist trivial. Bleibt nur noch der effektive Mitteldruck. Er (und damit zusammen mit dem Hubvolumen das Moment, welches an der Schwungscheibe wirkt, die Arbeit, die vollbracht wird) wird größer, wenn man den Liefergrad, also die Brennstoffmenge pro Zylindervolumen, erhöht. Ausserdem könnte man für eine Erhöhung dieses Mitteldruckes den Luftbedarf pro Kraftstoffmasse und/oder die tatsächlich dem Brennraum zugeführte Luftmenge im Verhältnis zur benötigten Menge verringern. Kleinerer Kraftstoffverbrauch pro abgegebener effektiver Leistung führt auch zu einem größeren effektiven Mitteldruck.

Hier ist bei einem Verbrennungsmotor der Liefergrad die entscheidende Größe, von der das gelieferte Drehmoment abhängt. Hoher Liefergrad gegen 1 bedeutet viel Kraftstoffmasse im Brennraum (bei Aufladung sogar größer 1). Das heisst die Einlassventile haben nahe der optimalen Betriebsdrehzahl gearbeitet, auf die die Ventilsteuerzeiten abgestimmt wurden. Es wurde keine Frischladung bei geringen Drehzahlen durch zu spät schließende Einlassventile in das Saugrohr zurückgedrückt und es wurde auch keine von zu früh schließenden gestoppt.

Wenn man also einen Motor bauen will, der eine möglichst hohe Leistung liefert, müssen die Ventilsteuerzeiten ihr Optimum bei einer möglichst hohen Drehzahl erreichen. Damit hat man bei hoher Drehzahl auch das Momentenmaximum und damit höhere Leistung als wenn man die optimalen Steuerzeiten bei niedrigeren Drehzahlen hätte. Die einfachste Methode, das Motordrehmoment zu erhöhen, den Hubraum zu erhöhen:

$$M_D = \frac{N_e}{\omega} = \frac{N_e}{2\pi \cdot n} = \frac{V_H \cdot n_a}{2\pi \cdot n} \cdot p_{me} = \frac{V_H \cdot n_a \cdot \lambda_L}{2\pi \cdot n \cdot \lambda \cdot L_{min} \cdot b_e}$$

Durch die Turboaufladung würde man den Liefergrad und damit das  $p_{me}$  erhöhen. Sitchwort Downsizing. Elastischer Motor bedeutet, dass auch bei niedrigen Drehzahlen viel Antriebsmoment abgerufen werden kann, die Ventilsteuerzeiten also bei niederen Drehzahlen ihr Maximum erreichen (und damit Liefergrad und  $p_{me}$  dort ihr Maximum haben). Ein Motor mit dem maximalen Liefergrad bei hohen Drehzahlen kann die gleiche Nennleistung haben wie ein Motor mit größerem Hubraum und maximalem Liefergrad bei kleineren Drehzahlen.

## 2.1.7 Treibstoffe

Der Ottomotor wird mit **Otto-Kraftstoff** betrieben (Benzin). Wichtig bei diesem Kraftstoff ist ein hoher Zündverzug, damit er sich bei höheren Verdichtungen nicht selbstständig entzündet. Die Zündung muss durch eine Zündkerze erfolgen und darf nicht unkontrolliert stattfinden. Vielmehr ist erwünscht, dass sich die Flammenfront „langsam“ in Richtung Kolben bewegt. Wenn er vor der Flammenfront in Nähe des Kolbens bereits entflammt, geschieht eine rasante, unkontrollierte Verbrennung, bei der Spitzendrücke und Spitzentemperaturen erreicht werden, während der Kolben noch nicht am oberen Totpunkt angelangt ist. Dies nennt man *Klopfen*. In direkter Folge wird der Verbrennungsmotor thermisch überlastet. Schlechte Brennraumformen und schlechter Kraftstoff sorgt für geringe Klopfgrenze.

Bei der kontrollierten Zündung breitet sich die Flammenfront von der Zündkerze ab mit 10m/s aus. Die Druckwelle mit 350m/s. Die Wärmestrahlung mit Lichtgeschwindigkeit. Bei einem ungünstigen Brennraum erreichen die Wärmestrahlung und die Druckwelle das heisse Auslassventil früh. An dieser Stelle kann es zur spontanen Selbstzündung kommen, wo die gesamte Frischladung sofort verbrennt. Es sind neben den großen thermischen Belastungen mit dem Druckanstieg auch große mechanische Belastungen die Folge. Die Zündkerze sollte daher eher zentral eher an der heissen Stelle liegen. Wenn zusätzlich ein kompakter Brennraum vorliegt sind kurze Flammenwege die Folge.

Klopfgrenze hoch setzen also durch *motorische Maßnahmen* wie kurze Flammenwege (kompakter Brennraum), Ladeluftkühlung, Zündkerze an heissester Stelle, epsilon senken. *Kraftstoffmaßnahmen* adressieren die Oktanzahl: Guter Ottokraftstoff bietet einen hohen Zündverzug durch Alkohol, Blei oder Benzol. Oktanzahl 91 95 98 100 (Super +). Hohe Oktanzahl bedeutet also dass hohe Kompressionen möglich sind, Zündverzug bestimmt die Verdichtungsgrenze und damit die Wirkungsgradgrenze.

Der Dieselmotor wird mit **Diesel-Kraftstoff** betrieben (Diesel). Wichtig bei diesem Kraftstoff ist ein geringer Zündverzug, damit der eingespritzte Kraftstoff optimal verbrennt und sich nicht ansammelt und zu spät auf ein mal unkontrolliert verbrennt. Der Dieselmotor sollte im günstigsten Fall nämlich kontinuierlich mit der Einspritzung verbrennen, und nicht erst wenn der komplette Kraftstoff im Brennraum ist. Besonders stark tritt dies bei kaltem Motor ein. Der Dieselmotor ist darauf ausgelegt und verträgt dies.

Zündverzug kann man durch *motorische Maßnahmen* nun niedrig halten durch hohe Verdichtungen, die nur durch die Festigkeit und Temperaturbelastbarkeit des Metalles begrenzt sind. Bemessen wird die Größe des Zündverzugs beim Diesel mit der Cetan-Zahl 51...56. Je niedriger die Cetanzahl ist, desto höher ist der Zündverzug. Man will also eine hohe Cetanzahl. *Kraftstoffmaßnahmen* sind also: Diesel mit hoher Cetan-Zahl!

## 2.2 Abgasemission

Die folgenden Schadstoffe werden durch eine technische Verbrennung in oben behandeltem Kreisprozess als Abgas vom Kolben aus dem Motor ausgestoßen. Sie sind zum Teil direkt oder indirekt (über Treibhauseffekt und sauren Regen) klimaschädlich. Die wichtigste Rolle nehmen die Kohlenwasserstoffe, die Kohlenmonoxide, die Stickoxide und der Ruß ein. Genau der Ausstoß wird in den Euro-Normen limitiert und erfordert neben Maßnahmen im Motor auch Nachbehandlungen durch Filter und Katalysatoren.

### 2.2.1 Schadstoffe

**Kohlenmonoxid** entsteht durch die unvollständige Verbrennung von Kraftstoffen und kann beim Menschen in höheren Konzentrationen zum Ersticken führen, da die roten Blutkörperchen blockiert werden. Für die Natur ist es unschädlich.



**Kohlenwasserstoffe** sind unverbrannter Kraftstoff aus Regionen mit einer Luftverhältniszahl kleiner 1 im Zylinder. Beim Menschen sind sie krebserregend, atemwegsreizend und erbgutschädigend. Pflanzen erhalten Schädigungen an den Assimilationsorganen.



**Stickoxide** entstehen während der Kraftstoffverbrennung. Sie sind atemwegsreizend und gewebeschildigend. In der Natur bilden sie sauren Regen und fordern damit das Waldsterben.



**Kohlendioxid** entsteht im Verbrennungsvorgang von Kohlenwasserstoffen und wirkt nur bei sehr hohen Konzentrationen giftig. F#r die Natur ist es direkt unschadlich, reichert sich jedoch in der Athmosph#re an und tr#gt damit zum Treibhauseffekt direkt bei - es ist ein Treibhausgas.



**Ozon** entsteht durch den Verbrennungsvorgang und zeigt sich beim Menschen gewebeschildigend. F#r Pflanzen ist es auch direkt schadlich.

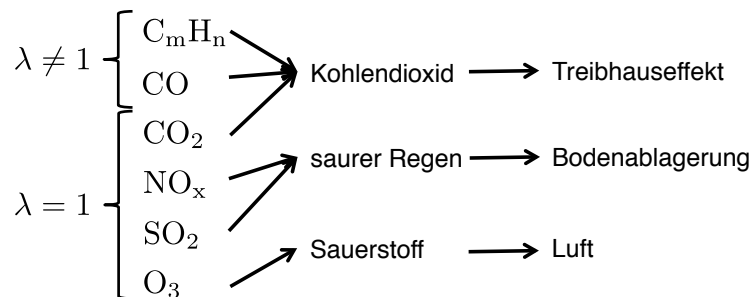


**Schwefeloxide** entstehen bei der Verbrennung aus dem schwefelhaltigen Kraftstoff. Es ist atemwegsreizend und schadigt die Lunge. Wie die Stickoxide bildet es sauren Regen und fordert das Waldsterben.



**Ru#** entsteht #berwiegend bei unvollst#ndigen Verbrennungsvorg#ngen zusammen mit Kohlenmonoxid und kann mit seinen Anlagerungen in der Lunge krebserregend wirken. F#r die Natur ist es in geringen Mengen unschadlich.

Bei einer st#chiometrischen Verbrennung entsteht also nur Kohlendioxid, Schwefeloxid, Ozon und Stickoxid. Bei unvollst#ndigen Verbrennungen kommt Kohlenmonoxid und die Kohlenwasserstoffe hinzu. Kohlenmonoxid und die Kohlenwasserstoffe wandeln sich mit der Zeit in der Natur in Kohlendioxid um. Auch die Stickoxide und die Schwefeldioxeide reichern sich in der Athmosph#re nicht an sondern lagern sich im Boden an oder kommen als saurer Regen vom Himmel. Ozon wandelt sich mit der Zeit in Sauerstoff um. Kohlendioxid reichert sich allerdings in der Athmosph#re an und wirkt als Treibhausgas. Damit ist kritisch CO<sub>2</sub> und die C<sub>m</sub>H<sub>n</sub> sowie CO bei unvollst#ndiger Verbrennung. Die vollst#ndige Verbrennung derselben Wasser und zus#tzliches CO<sub>2</sub> ergeben.



## 2.2.2 Emittenten

Emittent der Schadstoffe global gesehen ist zu 75% die Natur durch zum Beispiel Fäulnisprozesse, Waldbrände, Tiere oder Vulkanausbrüche. In Deutschland verhält es sich gerade umgekehrt. Dabei werden in Deutschland nur ein paar Prozent der Schadstoffe durch Flug- und Schiffsverkehr emittiert. 50% der CO und NO<sub>x</sub> sowie 20% der CmHn und Rußpartikel stammen vom Straßenverkehr. Damit ist der Straßenverkehr in Deutschland bei der Emission von Kohlenwasserstoffen, Kohlenmonoxid und Stickoxiden sehr stark beteiligt. Schwefeldioxyde werden nur wenige ausgestoßen, da Kraftstoffe schwefelarm raffiniert werden. Auch Ruß wird vom Verkehr in nicht nennenswerter Menge ausgestoßen. Jedoch konzentriert in Ballungsräumen und Innenstädten. In den letzten 20 Jahren konnten die ausgestoßenen Werte in Deutschland um bis zu 30 Prozent reduziert werden.

## 2.2.3 Grenzwerte und Fahrzyklus

Also zusammengefasst sind die Schwefeloxide heutzutage zu vernachlässigen und Kohlendioxyde entstehen aus den Kohlenmonoxiden. Also betrachte im Folgenden das Kohlenmonoxid, die Kohlenwasserstoffe und die Stickoxide. Der Ausstoß derselbigen wurden gesetzlich durch Emissionsgrenzwerte um 90% und mehr seit 1970 beschränkt.

Ruß wird bei den Diesel-Motoren mit den Euro-Normen seit 1990 beschränkt. Benziner rußen nicht. Kohlenmonoxid darf ein Benziner grundsätzlich seit Euro III rund doppelt so viel emittieren. Kohlenwasserstoffe und Stickoxide werden seit Euro III nur noch beim Diesel als Summe limitiert. Bei Euro V kommt für Schichtlademotoren eine Rußbegrenzung hinzu.

Bei Euro III wurde eine erhebliche Neuerung bei der Emissionsmessung eingeführt. Es gilt ab 2000 der modifizierte Fahrzyklus, bei dem die Startphase entfällt und die Probenentnahme ab dem Starten des Motors erfolgt. Der ECE- Fahrzyklus in Europa unterliegt einer stärkeren Gewichtung auf die Warmlaufphase wohingegen in den USA der FTP-Zyklus große Strecken simuliert.

Der ECE-Zyklus durchfährt während der Probenentnahme gemäß Euro III vier mal einen Grundstadtfahrzyklus mit je 1km und im Anschluss einen außerstädtischen Fahrzyklus von 7km. Er besteht damit aus Teil I und II. Er dauert 20 Minuten. Der Luft- und Beschleunigungswiderstand wird dem Rollwiderstand beaufschlagt. Die Vorwärmphase von 40 Sekunden entfällt ab Euro 4. Die Absätze sind die Schaltpunkte. Automatikfahrzeuge sind hier im Vorteil. Ampel-Stillstand ist durch Zeitabschnitte mit 0km/h simuliert. Schwachmotorisierte Fahrzeuge müssen die Maximalgeschwindigkeit von 120km/h nicht ganz erreichen. Abgasnachbehandlung greift erst bei Betriebstemperatur gut. Das Wegfallen der 40s Warmlaufphase ist damit schwerwiegend.

## 2.2.4 Rohemission

Entstehungsbedingung für die relevanten Schadstoffe ist bei Kohlenmonoxid CO und den Kohlenwasserstoffen der örtliche Luftmangel. Bei Kohlenwasserstoff kann auch (oder zusätzlich) örtlich zu niedrige Verbrennungstemperaturen zum Verbleib im Brennraum führen. Stickoxide entstehen bei hohen Temperaturen über  $1300^{\circ}\text{C}$  mit örtlichem Luftüberschuss. Falls der Luftüberschuss im Brennraum so groß wird sinken die Stickoxide wieder, da die hohe Gastemperatur nicht erreicht wird. Es kann also trotz  $\lambda > 1$  CO und CmHn emittiert werden. Örtlich zu niedrige Gastemperatur ist besonders beim Kaltstart der Fall. Also entstehen bei kaltem Motor überwiegend die Kohlenwasserstoffe und bei warmem Motor die Stickoxide.

Die Rohemission von Kohlenwasserstoffen und von Kohlenmonoxiden sind bei  $\lambda = 0,8$  extrem hoch und erreichen kurz nach  $\lambda = 1$  ihr Minimum. Kohlenwasserstoffe steigen wegen Zündaussetzern dann ab  $\lambda = 1.2$  wieder an. Die Stickoxidrohmission hat kurz nach  $\lambda = 1$  ihr Maximum.

Beim **Otto-Motor** ist man früher bei Vollast mit ca.  $\lambda = 0.95$  gefahren und Teillast  $\lambda = 1.1$  um den Kraftstoffverbrauch niedrig zu halten. Das ist heute nicht mehr möglich wegen dem Katalysator, der  $\lambda = 1$  für die Abgasnachbehandlung fordert. Er fährt also weder im Maximum der Leistung noch im Minimum des Kraftstoffverbrauchs.

Beim **Dieselmotor** müssen wir nur  $\lambda > 1$  betrachten. Er muss mit Luftüberschuss fahren, sonst droht erhebliche Ruß-Bildung. Für die Gemischbildung steht hier nur sehr wenig Zeit zur Verfügung, deshalb muss der Motor mit  $\lambda$  1,2 bis 1,4 bei Vollast und bis zu  $\lambda = 10$  bei Teillast betrieben werden. Das sind die Durchschnittswerte über den gesamten Brennraum gemittelt. Örtlich liegt natürlich  $\lambda = 1$  vor sonst würde keine Verbrennung stattfinden. Es findet im Teillastbereich eine relativ kühle Verbrennung bei hohem Luftüberschuss statt, bei der die chemische Reaktion unsauber erfolgt. Deshalb geht die Kohlenmonoxidrohmission ein wenig nach oben. Kohlenwasserstoffe bleiben übrig, da die Gastemperatur niedrig ist. Der Ruß und die Stickoxide sind bei  $\lambda < 1.2$  extrem hoch.

Im Teillastbereich ist also, was die Rohmission angeht der Diesel klar im Vorteil. CO, CmHn und NOx bleiben auf geringem Niveau.

## 2.2.5 Motorische Gegenmaßnahmen

### Benzinmotor

Zielkonflikt besteht zwischen der Rohmission der Stickoxide und dem spezifischen Kraftstoffverbrauch: Wollen wir den Verbrauch senken sind neben leichtem Luftüberschuss 1,1 auch hohe Verdichtungsverhältnisse und damit hohe Temperaturen erforderlich. Das bedeutet aber direkt auch hohe Stickoxidrohmission.

Also können wir für eine Schadstoffrohmissionsoptimierung zunächst ein  $\lambda$  größer 1,2 adressieren. Hier ist  $b_e$  relativ günstig, Stickoxidemissionen noch relativ niedrig und Kohlenmonoxid kein Thema. Es steigt allerdings der unverbrannte Kohlenwasserstoff da keine hohe

Verdichtung vorliegt und Verbrennungsaussetzer die Folge sind. Diesen Kohlenwasserstoffrohmissionenanstieg kann man entgegenwirken durch Schichtladung.

Der Otto-Motor nach dem **Schichtlade**-Prinzip und Vorkammer wäre eine Gegenmaßnahme, da er mit großem  $\lambda$  ohne Zündaussetzer und vollständiger Verbrennung betrieben werden kann. Er hat global ein inhomogenes Gemisch und arbeitet mit global mit  $\lambda = 3$ , wie der Diesel, arbeitet aber mit einer Zündkerze und der Gemischbildung und Zündung in einer Vorkammer. Es ist kein reiner Otto-Motor, da kein homogenes Gemisch vorliegt. Zündbedingungen existieren nur in der Hauptkammer und die Verbrennung setzt sich im Hauptbrennraum bei  $\lambda$  größer 1,2 fort. Nachteil sind die großen Drosselverluste bei der Überströmung.

Der Schichtlademotor ohne Vorkammer und Direkteinspritzung verwendet eine zunächst geschlossene Saugrohrklappe bei Teillast, die die Luft exzentrisch in den Brennraum einströmen lässt, was für eine walzenförmige Lufteinströmung sorgt. Die spezielle Wölbung des Kolbens bei der Verdichtungsphase verstärkt diese walzenförmige Strömung. Die Kraftstoffeinspritzung kurz vor dem oberen Totpunkt auf die Kraftstoffmulde des Kolbens versetzt den Benzinström ebenfalls in diese Strömung die ihn Richtung Zündkerze führt. Man hat hier ebenfalls kein homogenes Gemisch. Damit hat man  $\lambda = 1$  an der Zündkerze und  $\lambda \gg 1$  an den Zylinderwänden. Somit ist eine Verbrennung mit  $\lambda$  global gleich 3 möglich ohne Zündaussetzer. Kohlenwasserstoffrohmissionen steigen nicht an. Bei Vollast wird schon während des Ansaugvorganges eingespritzt und die Saugrohrklappe wird geöffnet.

Ein 3-Wege-Katalysator funktioniert nicht mit dem Schichtlademotor. Es wird der Speicherkatalysator verwendet, der die Stickoxide speichert. Wenn der Speicher voll ist dann fährt der Motor im fetten Betrieb um mehr Kohlenwasserstoffe in den Katalysator zu bringen. Diese reagieren dann mit den Stickoxiden zu Stickstoff.

## Dieselmotor

Durch überwiegend  $\lambda$  größer 1,2 und damit geringerer Verbrennungstemperatur sind die Rohmissionen grundsätzlich geringer. Weitere Verbesserungen sind jedoch gefragt. Der Katalysator als außermotorische Maßnahme kann nicht eingesetzt werden.

Durch die **Abgasrückführung** steigt die Temperatur im Brennraum nicht so stark an. Verminderung der Stickoxidemission ist die Folge, auch dadurch dass weniger Sauerstoff in der eingesaugten Luft vorhanden ist. Die Temperatur ist niedriger, da die Stickoxide im Abgas eine größere Wärmekapazität haben. Man kann diese Abgase auch vor dem Wiedereinlass durch einen Kühler durchschicken. Abgasrückführung aber nur bei Teillast und bei geringen Drehzahlen.

Man hat auch Hebel am **Verbrennungsverfahren**, an denen man drehen kann: hoher Einspritzdruck (bis zu 2000bar) minimiert die Tröpfchengröße und führt zu einer vollständigeren Verbrennung, weniger Kohlenwasserstoff ist die Folge. Später Einspritzbeginn sorgt für kühlere Verbrennung und damit weniger Stickoxiden. Vorkammerverbrennung liefert insgesamt weniger Schadstoffe, führt aber wie der späte Einspritzbeginn zu geringerem Wirkungsgrad.

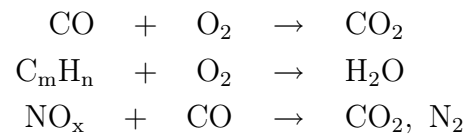
Extrem hohes lambda durch Turbolader führt ebenfalls durch die niedrigere Temperatur bei gleicher Kraftstoffmenge zu Stickoxidsenkung.

Der **Partikelausstoß** ist eine Domäne des Dieselmotors. Ihn kann man ebenfalls durch einen hohen Einspritzdruck gering halten. Ähnliche Wirkung hat unter anderem die Wandenspritzung mit allmählichem Abdampfen. Ruß ist Kohlenstoff, der bei örtlichem Luftmangel nicht zu CO<sub>2</sub> oxidieren kann. Damit kann die Turboaufladung auch zu Rußminderung führen.

## 2.2.6 Außermotorische Abgasnachbehandlung

Beim Otto-Motor genügen die motorischen Maßnahmen (z.B. durch Abgasrückführung) nicht. Es ist ein 3-Wege-Katalysator vorgeschrieben. Beim Dieselmotor ist die Nachbehandlung mit Oxidationskatalysator und Partikelfilter erforderlich. Beim Dieselmotor ist die Nachbehandlung schwieriger, dafür ist die Rohemission nicht so hoch.

Bei der Abgasnachbehandlung wollen wir die kritischen Rohemissionen Kohlenmonoxid CO, Kohlenwasserstoff C<sub>m</sub>H<sub>n</sub> und Stickoxid NO<sub>x</sub> im Abgas verringern. Durch Oxidation und Reduktion können wir das zusammen mit dem Sauerstoff, der im Abgas bei  $\lambda > 1$  übrig bleibt, bewerkstelligen. Wir erhalten Kohlendioxid CO<sub>2</sub>, Wasser H<sub>2</sub>O und Stickstoff N<sub>2</sub> auf die folgende Weise (2x Oxidation, 1x Reduktion):



Dabei hängt das Sauerstoffatom stärker am Stickstoffatom als es am Kohlenstoffatom gebunden ist. Damit wird bei zu viel Sauerstoff (lambda größer 1) das komplette Kohlenmonoxid zu Kohlendioxid umgewandelt und kann nicht mehr verwendet werden, um das Sauerstoffatom aus dem Stickoxid zu entfernen. Kohlenmonoxid reagiert lieber mit Sauerstoff statt mit Stickoxid, da das Stickoxid den Sauerstoff sehr fest hält. Wenn lambda kleiner 1 gefahren wird dann ist kein Sauerstoff im Abgas, der das Kohlenmonoxid oder die Kohlenwasserstoffe oxidieren könnte.

Diese Reaktionen werden durch den **Katalysator** beschleunigt und sind finden bereits ab 300 °C statt. Das gesamte Bauteil ist im Abgastrakt untergebracht und besteht aus einem Aluminiumgehäuse und einem Keramikmonolith als Träger mit dem eigentlichen Katalysator aufgetragen. Der Keramikträger ist mit Stahlwolle verkleidet und auf durch ein Drahtgestick gelagert. Dies soll ihn thermisch isolieren (es müssen hohe Temperaturen erreicht werden) sowie vor Verspannungen schützen (Keramik ist sehr brüchig). Im Mikrobereich sind auf der Trägerschicht dann Wabenförmig wie ein Schwamm weitere Trägerschichten aufgebracht. Auf den Ecken der porösen Zwischenschicht, die für eine große Oberfläche sorgt, ist dann Platin und Rhodium aufgetragen. Diese Stoffe senken die Reaktionstemperatur und beschleunigen die Reaktion letztenendes.

Vor dem Katalysator ist eine **Lambdasonde** installiert, die eine Sauerstoffmessung an dem Abgasstrom vornimmt. Sie regelt die Verbrennung in der Verbrennungskraftmaschine so, dass



das Gemisch genau stöchiometrisch ist. Der Toleranzbereich ist sehr klein:  $\lambda$  liegt zwischen 0,99 und 1,01. Dort sind alle Schadstoffe minimiert. Wasser, Kohlendioxid und Stickoxide werden ausgestoßen. Geregelt wird die Luftverhältniszahl über die Einspritzmenge des Kraftstoffes, da diese sehr schnell auf Änderungen reagieren kann. Die Funktionsweise ist wie folgt: Erst ab etwa  $300\text{ }^{\circ}\text{C}$  nimmt sie ihre Funktion auf. Das dauert ein paar Sekunden nach dem Kaltstart. Sie reagiert mit einem Spannungswechsel, sobald Sauerstoffüberschuss im Kraftstoff detektiert wird. Sie vergleicht dabei die Umgebungsluft mit dem vorbeiströmenden Abgas. Dafür braucht sie zwei Elektroden (innen und aussen).

Ab  $900\text{ }^{\circ}\text{C}$  schmilzt der Katalysator. Das kann passieren wenn unverbrannter Kraftstoff durch Zündaussetzer in ihn gelangt. Sie verbrennen dann durch das heisse Abgas. In direkter Folge darf der Katalysator auch nicht zu nah am Verbrennungsmotor liegen. Additive oder Öl im Abgas können ihn auch schädigen.

Die **Nachbehandlung beim Dieselmotor** gestaltet sich als ungleich schwieriger. Der Reduktionsanteil (Stickoxide zu Stickstoff und Kohlendioxid) ist nicht möglich, da mit Luftüberschuss gefahren wird und das Kohlenmonoxid lieber mit dem Sauerstoff statt dem Stickoxid reagiert. Hier sind nur Oxidationskatalysatoren möglich, die die Emissionen von Kohlenwasserstoff und Kohlenmonoxid (die ja ohnehin schon sehr niedrig sind) auf das Niveau eines Otto-Motors mit 3-Wege-Katalysator bringen. Aber auch die Stickoxidemissionen sind ja bei dem Diesel relativ niedrig. Da aber die gesetzlichen Grenzwerte immer niedriger werden, kann er noch weiter verringert werden, indem man zum Beispiel AdBlue in den Abgasstrom sprüht, das im ersten Schritt Ammoniak in den Katalysator bringt und dann den Reduktionseffekt für die Stickoxide hervorruft (SCR). Die Harnstofflösung kann in einem zusätzlichen Tank mitgeführt werden und bei Wartungsintervallen gewechselt werden. 1l/1000km.

Für die Rußemission kann man entweder einen Rußpartikelfilter einsetzen oder den Turbolader benutzen um höhere Luftverhältniszahlen zu erreichen. Damit scheidet er aber für die Leistungssteigerung aus. Ruß sorgt auch für eine geringe Lebensdauern des Oxidationskatalysators.

Insgesamt erreichen wir bei Kohlenmonoxid und Kohlenwasserstoffen beim Diesel-Motor mit Oxidationskatalysator die besten Ergebnisse. Beim Diesel kommt als Nachteil von den Stickoxiden ohne AdBlue der Ruß hinzu. Dafür hat er zwei weitere Vorteile: Bei der CO<sub>2</sub>-Emission ist er deutlich besser, da er einen günstigeren spezifischen Kraftstoffverbrauch hat (20%).

## 2.3 Alternative Antriebe

Diesel- und Ottomotoren stoßen mittels Dreiwege-, Oxidations- und SCR-Katalysatoren sowie Rußpartikelfiltern nur noch sehr wenig Giftstoffe aus. Das Endprodukt der Abgasnachbehandlung mit außermotorischen Maßnahmen ist neben Wasser und Stickstoff allerdings auch CO<sub>2</sub>. Es ist ein Treibhausgas und nicht giftig, allerdings langfristig Klimaschädlich. Ein Ansatz diese Emission zu verringern bietet der Verzicht auf Mobilität, die durch chemisch gebundene Energie in fossilen Brennstoffen ermöglicht wird. Die Vorräte halten noch ca. 50

Jahre für Erdgas und Erdöl sowie ca. 200 Jahre für Kohle. Wir haben also zweierlei Gründe: CO<sub>2</sub> und begrenzte Vorräte. Ersatzweise müssen wir Antriebsleistung aus alternativen Energieträgern gewinnen und/oder alternativen Technologien. Beispielsweise Nuklearstrom, welcher kein CO<sub>2</sub> emittiert oder Wasserstoff der mittels Sonnenenergie gewonnen wird.

Wir können drei Primärtechnologien zur Erzeugung von mechanischer Antriebsenergie unterscheiden. Der Hubkolbenmotor, der Elektromotor und die Gasturbine. Bei dem Elektromotor stellt sich nicht nur die Frage der Mitführung der chemisch gebundenen Energie sondern auch der *Erzeugung*. Rekuperation, Brennstoffzelle, Verbrennungsmaschine oder doch Mitführung mit Batterien? Man kann auch zwei dieser Lösungen kombinieren - die hybriden Antriebe.

### 2.3.1 Hubkolbenmotor

Der Hubkolbenmotor muss mit alternativen Kraftstoffen betrieben werden. Im Vergleich zu Benzin emittiert die Verbrennung von Methanol (aus Erdgas gewonnen) 40% weniger CO<sub>2</sub>. Erdgas unterliegt allerdings auch begrenzten Vorräten. Kraftstoff aus Biomasse als regenerative Energiequelle wäre wegen dem geschlossenen Kreislauf theoretisch CO<sub>2</sub>-Neutral und emittiert damit 100% weniger. Wasserstoff als Energieträger und -speicher, der aus dem elektrischen Strom von Wasser-, Wind-, oder Sonnenkraft gewonnen wäre ist theoretisch endlos verfügbar und stößt 0 CO<sub>2</sub> aus.

Bei einer thermischen Umsetzung von Kraftstoffen in einem Hubkolbenmotor müssen diese mit dem Fahrzeug auch mitgeführt werden. Daher ist die Energiedichte derselben wichtig. Hier ist zu erkennen, dass Benzin und Diesel die höchste Energiedichte haben. Um die gleiche Strecke wie mit einer Tankfüllung Diesel zurück zu legen bräuchte man mit Bioethanol und Propangas den doppelten Bauraum, das heisst man kommt mit gleichem Bauraum nur halb so weit. Erdgas und Wasserstoff in flüssiger Form braucht gleich 5 mal so viel Bauraum.

Beim Betrieb von Benzinmotoren mit **Alkohol** benötigt man kaum konstruktive Maßnahmen am Aggregat treffen. Er weist eine sehr hohe Klopfestigkeit auf. Damit sind hohe Verdichtungen und Wirkungsgrade der Verbrennung möglich. Verwendet wird Methanol aus Erdgas oder Ethanol aus Biomasse. Methanol ist damit nicht klimaneutral und bildet durch die begrenzten Vorräte von Erdgas nur eine mittelfristige Lösung. Ethanol bietet einen theoretisch geschlossenen CO<sub>2</sub>-Kreislauf, dessen Verbrennung verhält sich also CO<sub>2</sub>-neutral. Den Vorteilen der sauberen Verbrennung und dem besseren Wirkungsgrad stehen Nachteile gegenüber: Der Heizwert ist geringer, wodurch ein doppelter Raumbedarf besteht. Desweiteren greifen die Alkohole Metalle, Gummi und Kunststoffe an. Bei Ethanol ist zwar die Menge nicht begrenzt, aber die Anbaufläche. Ausserdem unterliegen beide Kraftstoffe schlechten Kaltstarteigenschaften.

Für den Dieselmotor wird **Rapsöl** als alternativer Kraftstoff verwendet. Er ist das Analogon zum Ethanol: nachwachsend, CO<sub>2</sub>- und damit klimaneutral. Hier ist Raumbedarf von der Speicherung, Wirkungsgrad, Heizwert, Cetanzahl, Viskosität und Dichte ähnlich dem Dieselmotorkraftstoff aus Erdöl raffiniert.

Wenn man mit **Wasserstoff** durch einen Hubkolbenmotor Antriebsenergie erzeugen möchte muss man das Otto-Verfahren verwenden. Der Ottomotor muss hier allerdings im Gegensatz zu Alkoholen aufwendiger modifiziert werden und vor allem die Speicherung und Mitführung wird problematischer. Der Wasserstoff wird durch Elektrolyse von Wasser gewonnen. Nimmt man die Energie dafür aus Wind-, Sonne- oder Wasserkraft wird bei dem Prozess auch kein CO<sub>2</sub> ausgestoßen. Nimmt man Rapsöl oder Ethanol ist er zumindest klimaneutral. Bei der Verbrennung von fossilen Kraftstoffen für die Erzeugung von Wasserstoff hat man dagegen wenig gewonnen. Bei niedriger Verbrennungstemperatur werden keine toxischen Emissionen erzeugt, sonst Stickoxide. Kohlenwasserstoffe und Kohlenmonoxid ist natürlich nicht vorhanden.

Wasserstoff ist aber gefährlich, da man es in jedem beliebigen Mischungsverhältnis zur Explosion bringen kann und kein stöchiometrisches Gemisch wie bei Benzin nötig ist. Ausserdem ist die Speicherung problematisch. Sie kann *gasförmig* in Hochdruckflaschen erfolgen. Bei Kompressionen bis zu 700bar aber gefährlich und auch sehr schwer (25-faches Volumen erforderlich). In *flüssigen* Zustand muss die Temperatur von  $-250^{\circ}\text{C}$  gehalten werden. Schwere Handhabung beim Tanken und aufwendige Isolation sind die Folge. Ausserdem braucht die Verflüssigung nochmal 40% mehr Herstellungsenergie im Vergleich zur gasförmigen Speicherung. Trotz der Verdichtung entsteht 2% Verdunstung pro Tag. Eine weitere Möglichkeit ist die *gebundene* Speicherung in Metallhydridtanks. Das ist relativ sicher (Wasserstoff entweicht nicht schlagartig) und braucht nur die Hälfte des Platzes der gasförmigen Speicherung, ist dafür aber um ein vielfaches schwerer. Metallpulver nimmt den Wasserstoff chemisch auf bei Herunterkühlung. Durch Heizung tritt es aus. Vierte Möglichkeit: Wasserstoff in Form von *Methanol* tanken. Mittels eines Reformers wird das Gas im Fahrzeug zerlegt und Wasserstoff entsteht. Dabei entsteht allerdings Kohlendioxid.

Weiteres Problem: Wenn alle Fahrzeuge Wasser emittieren würden? Auch Wasser ist ein Treibhausgas! Problem der Aufheizung

### 2.3.2 Gasturbine

Als alternative Antriebsmaschine ist die Gasturbine zu nennen. Hier gibt es keine oszillierende Massen sondern nur rotierende Teile. Sie liefert allerdings nur bei hohen Drehzahlen (bis zu 40 000 U/min) ein brauchbares Drehmoment. Getriebe, die weit genug untersetzen haben dann einen schlechten Wirkungsgrad. Drehmomentaufbau dauert länger. Bei kleinen Baugrößen ist der Wirkungsgrad auch nicht so gut. Die Gasturbine ist allerdings bei Seriellhybriden wieder ins Gespräch gekommen. Hier wird der Generator angetrieben.

Bei der Gasturbine sind die vier Takte eines 4 Takt Verbrennungsmotors örtlich und nicht zeitlich verteilt. Für brauchbare Drehmomente auch bei niedrigen Drehzahlen ist die Zweiwel- len-Gasturbine notwendig, bei der die Ausgangswelldrehzahl unabhängig von der Drehzahl der Verdichterwelle ist. Durch das Ansaugen durch die Verdichterwelle in den Verdichtertrakt wird die Luft auf 4bar komprimiert. Die Temperatur steigt dadurch auf  $200^{\circ}\text{C}$ . Ein rotierender Wärmetauscher aus Keramik leitet die Wärme des heissen Abgases hinzu. Wir sind bei

600°C. Sie erreicht die Brennkammer, wo der Kraftstoff eingespritzt wird. Es passiert eine kontinuierliche Verbrennung bei 1000°C. Eine Turbine am Ausgang treibt die Verdichterturbine an. Die zweite Ausgangsturbine expandiert weiter und treibt die Abtriebswelle an. Der Wirkungsgrad liegt bei bis zu 40%.

### 2.3.3 Elektromotor

Der Elektromotor ist neben der Gasturbine die zweite alternative Antriebsform. Bei der Erzeugung der Antriebsenergie mit einem Elektromotor ist elektrischer Strom nötig. Dieser kann geliefert werden durch die oben genannten Verbrennungsaggregate. Er kann aber auch durch eine Brennstoffzelle aus mitgeführtem Wasserstoff hergestellt oder einfach in einer Batterie mitgeführt werden. Desweiteren erhält man ihn während der Fahrt durch Rekuperation oder Solarpanels.

Die Kennlinie eines Hubkolbenmotors ist eher ungünstig für den Fahrbetrieb. Er liefert maximales Drehmoment nur bei einer bestimmten Drehzahl und man muss mehrere Getriebeabstufungen vorsehen um bei einem möglichst breiten Spektrum von Fahrgeschwindigkeiten hohe Leistungen abzurufen. Einfacher hat es da der Elektromotor. Er kann bei kleinen Drehzahlen (Anfahren) bis hin zu hohen Fahrgeschwindigkeiten ohne den Wechsel von Getriebebestufen ein hohes Moment aufbringen.

Der Elektromotor ist im Vergleich zu einem Verbrennungsmotor leicht und hat einen Wirkungsgrad von 80%. Je nach dem, wie der Strom erzeugt wurde, kann man global emissionsfrei fahren. Auf jeden Fall emissionsfrei fährt man lokal (günstig im Stadtverkehr). Ein großer Vorteil mit einer E-Maschine im Antriebsstrang ist auch die Rekuperation, die man zusammen mit einer Batterie durchführen kann.

Es werden überwiegend Drehstrommotoren eingesetzt (ausser bei kleineren Fahrzeugen). Im Vergleich zu Gleichstrommotoren haben sie eine höhere Lebensdauer, sind robuster und wartungsfreundlicher. Sie ermöglichen kompakte Regelungselektronik, guten Wirkungsgrad und hohe Leistung. Mit einem Elektromotor hat man im Vergleich zu der Verwendung eines Verbrennungsmotors verschiedene **Antriebskonzepte** zur Auswahl: Radnaben- und Zentral- und Mehrmotorantrieb:

Beim *Radnabenmotor* kommen unter Umständen Motoren mit aussenliegenden Rotoren zum Einsatz, die durch den größeren Radius ein höheres Moment liefern. Ausserdem ist mehr Bauraum für die Bremsscheibe inklusive Sattel verfügbar, die bei starken Bremsungen zum Einsatz kommt (sonst elektronisch Bremsen und rekuperieren). Antriebsstrangverluste und Rotatorische Fahrwiderstände fallen ebenfalls weg. Nachteile ergeben sich natürlich durch höhere ungefederte Massen, Umwelteinflüsse auf die Motoren und teuer sowie relativ geringe Leistung. Wasserkühlung ist auch erforderlich. Hochspannung muss herangeführt werden, Sicherheitskritisch bei Unfällen.

Beim *Zentralmotor-Antrieb* ist dann wieder Antriebsstrang nebst Antriebswellen sowie Hinterachsdifferential notwendig. Das Schaltgetriebe entfällt allerdings meistens zusammen mit

der Anfahrkupplung. Vorteile sind die leichte Adaptierbarkeit an bisherige Fahrzeuge. Hybridantrieb ist damit auch leicht realisierbar. Desweiteren hat man im Vergleich zum Radnabenmotor mit keinen Umwelteinflüssen zu kämpfen und geringere ungefederte Massen an den Achsschenkeln anliegen. Durch den Antriebsstrang hat man allerdings mehr Reibungsverluste, erhöhten Platzbedarf. Allradantrieb ist schwieriger darstellbar.

Der *Mehrmotorantrieb* verwendet zwei Motoren die zentral im Achsbereich angeordnet und so untersetzt sind, dass man die beiden Räder der Antriebsachse getrennt voneinander mit Leistung versorgen kann. Hier ist wie bei Radnabenmotoren das Problem des Ausfalls einer Maschine. Es muss dann möglich sein, sie von der Antriebswelle abzukuppeln sonst drohen starke Giermomente. Dafür sind hier im Vergleich zum einfachen Zentralmotor wieder einfach allradgetriebene Fahrzeuge realisierbar. Der Antriebsstrang ist stark reduziert. Man hat nur noch die Untersetzung und die Antriebsgelenkwellen. Dafür sind mehrere kleine Motoren schwerer als ein großer.

Was **Wirkungsgrad und Emission** angeht ist das elektrisch angetriebene Fahrzeug klar dem mit einer Verbrennungskraftmaschine überlegen. Wenn man elektrische Energie an Bord hat, kann man sie mit einem sehr hohen Nennwirkungsgrad von bis zu 95% in mechanische Rotationsenergie transformieren (und zwar nicht über den Umweg einer Hubwirkung mit Kurbeltrieb). Wegfall von Anlasser, Kraftstoffpumpe und Lichtmaschine begünstigt zudem den hohen Wirkungsgrad. Der Gesamtwirkungsgrad wird allerdings dadurch gesenkt, dass keine große Abwärme entsteht, die zur Innenraumheizung verwendet werden kann. Desweiteren muss die Batterie bei niedrigen Temperaturen vorgewärmt werden, um in guten Betriebspunkten arbeiten zu können. Der große Nachteil ist allerdings durch die Stromquelle gegeben. Im allgemeinen liegt hier geringe Leistungsdichte vor. Wenn man den Strom aus der Steckdose nimmt und dieser mit fossilen Brennstoffen hergestellt wurde, dann ist global auch CO<sub>2</sub>-Emission vorhanden.

## **Elektrischen Strom mitführen oder erzeugen**

Bei der Energiespeicherung und -mitführung mittels einer *Batterie* gibt es das große Problem der Leistungsdichte. Um mit einer Bleibatterie die gleiche Strecke zurück zu legen wie mit einer Tankfüllung Dieselkraftstoff bräuchte man das 40-fache an Bauraum und das 100-fache an Gewicht. Bei Li-Ion Batterien ist es der 10-fache Bauraum und das 20-fache Gewicht. Sie sind also groß, schwer und teuer. Bei Batterien ist die Leistungsdichte und die Energiedichte wichtig. Wie viel Leistung kann man pro kg abrufen und wie viel Wh kann man pro kg mitführen? Li-Ion-Batterien sind da das Mittel der Wahl. Problem ist hier auch die Häufigkeit und die Tiefe von Ladungsvorgängen. Sie dürfen auch nicht zu kalt sein und nicht zu warm werden. Man kann sie schnell laden und die verfügen über hohe Energiedichten. Es findet keine chemische Reaktion statt, sondern die Lithium-Elektron wandern von der Aluminium-Anode weg durch die Separatorschicht zu der Graphit-Anode mit hexagonaler Atombindungsstruktur. Dort lagern sie sich ein und der Ladevorgang ist abgeschlossen. Um die Spannung zu steigern werden die Zellen zu Modulen und Stränge in Reihe geschaltet. Für die Leistungserhöhung werden nun die Stränge parallel geschaltet.

Man braucht guten mechanischen Schutz und thermische Isolierung. Eine Heizung und Kühlung sorgt für Betriebstemperatur ( $0-60^{\circ}\text{C}$ ) der Batterie. Bei zu hoher Temperatur reagieren die Lithium-Ionen im Graphit endotherm. Es muss Crashesicherheit (Reaktionsgase ablassen, kontrolliertes Entladen, robustes Gehäuse), Betriebssicherheit (Thermomanagement, Überladungsschutz, Zellausgleich) sowie Servicesicherheit (Kabel, Berührung) gegeben sein.

Der *Schwungradspeicher* oder der *Kondensator* hat eine sehr hohe Leistungsdichte, allerdings eine sehr geringe Kapazität (geringe Energiedichte). Er wird nicht als Primärspeicher verwendet sondern unterstützt die Hauptbatterie bei hohen Leistungsanforderungen.

Die *Solarzelle* als Energielieferant kommt für den Einsatz während der Fahrt nicht in Frage. Höchstens um der Batterieentladung entgegen zu wirken taugt sie. Bei einem Fahrzeugdach aus Solarzellen könnte man 84Watt an Leistung abführen. Nicht ausreichend um die Fahrwiderstände zu überwinden.

Brennstoffzellen können den elektrischen Strom aus mitgeführter chemisch gebundener Energie kontinuierlich zur Verfügung stellen. Da der Energieträger und -speicher dort unter anderem Wasserstoff ist, sind höhere Energiedichten möglich und somit mehr Energie mitführbar. Sie bestehen in der Sandwichbauweise aus Bipolarelementen die mit Wasserstoff und Sauerstoff durch Kanäle in ihnen flächendeckend versorgt werden. Die PEM (Protonenleitenden Membran) ist zwischengeschichtet. Aufgereiht ergibt sich zur Spannungserhöhung ein ganzer Stack. Funktion: Auf der einen Seite der Elektrolytschicht wird das Elektron vom Proton des Wasserstoffes getrennt (Ionisation). Das Proton bewegt sich zum Sauerstoff durch die Elektrolytschicht und das Elektron nimmt den Weg durch den Verbraucher als elektrischer Strom. Das Reaktionsprodukt ist dann Wasser. Es sind für den Betrieb in einem Kraftfahrzeug nur diese PEMFC geeignet, da sie eine niedrige Betriebstemperatur haben. Der Wirkungsgrad liegt bei 50%.

Der Wasserstoff muss zuvor mittels Elektrolyse aus Wasser gewonnen werden. Nur wenn dieser Prozess zur Energiegewinnung regenerative oder erneuerbare Energiequellen nutzt, ist das Betreiben global Emissionsfrei. Probleme ergeben sich bei der Betankung. Leichter zu tanken ist Methanol. Aus ihm kann mittels eines Reformers  $\text{H}_2$  gewonnen werden. Der Reformier erzeugt allerdings  $\text{CO}_2$  und  $\text{CO}$ . Abgas muss damit gereinigt werden.

### 2.3.4 Hybride Antriebstechnologien

Kombiniert man Hubkolbenmotor oder Gasturbine mit dem Elektromotor entsteht der Hybridantrieb. Aus zwei Technologien, die für sich schon eine Lösung darstellen wird ein neues Gesamtsystem entwickelt, das neue Eigenschaften haben kann oder die Vorteile der beiden Subsysteme kombiniert. Ein Hybridfahrzeug verfügt dann über mindestens zwei Energieumwandler mindestens 2 Energiespeichersysteme: Ein Hybridantrieb besteht aus mindestens einer Batterie, einem Kraftstofftank, einem Verbrennungsmotor (Hubkolben oder Gasturbine) und einem Elektromotor.

Ein Fahrzeug mit hybridem Antrieb ist deutlich komplexer aufgebaut und hat ein höheres Gewicht als ein Fahrzeug mit konventionellem Antrieb. Fehleranfälligkeit ist damit erhöht.

Gegenüber einem Elektrofahrzeug ergeben sich die folgenden Vorteile:

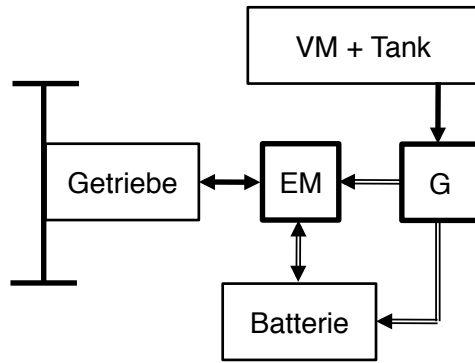
- vorhandene Infrastruktur ist gegeben, da überwiegend Verbrennungskraftstoff getankt wird (bis auf Plug-In-Hybrid).
- Höchste Verfügbarkeit, da schnelles Nachtanken von Kraftstoffen.
- Durch die Verbrennungskraftmaschine sind hohe Fahrspitzenleistungen möglich (bis auf den seriellen Hybrid).

Gegenüber dem konventionellen Fahrzeug mit Verbrennungskraftmaschine:

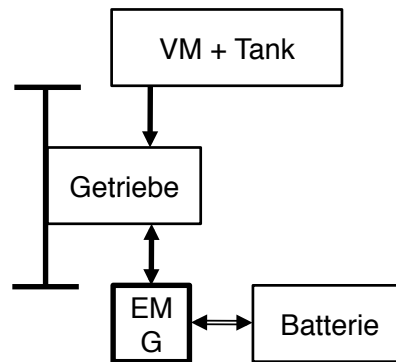
- Verbrauchs- und Emissionsreduzierung durch Rekuperation und/oder Betrieb der Verbrennungskraftmaschine im optimalem Betriebspunkt.
- Streckenweise Emissions- und Geräuschfreies fahren
- Steigerung der Fahrleistung bei Leistungsverzweigung
- Wegfall von Komponenten wie Anfahrkupplung, Lichtmaschine oder Anlasser.

Bei dem leistungsverzweigten oder dem parallelem Vollhybridkonzept ergänzen sich die Drehmomentkennfelder der beiden Maschinen ideal. Das hohe Anfahrmoment schon bei einer Drehzahl von 0 kann der Elektromotor leisten. Er beginnt in seinem Drehmoment bei ca. 2000 Umdrehungen pro Minute regressiv abzufallen. Genau dort erreicht die Verbrennungskraftmaschine ihr hohes Drehmomentniveau.

Bei dem **seriellen Hybrid** besteht keine mechanische Verbindung zwischen Verbrenner und Antriebsachse. Der Verbrennungsmotor hat nur die Funktion, den Strom über einen Generator zu erzeugen, der dann die Batterie lädt und/oder direkt den Elektromotor mit Energie versorgt. Dieser Elektromotor ist dann über ein Ein- oder Zwei-Stufengetriebe mit der Antriebsachse gekoppelt. Das ist quasi der Elektroantrieb mit verbrennungsmotorischer Energieversorgung an Bord. Da der Verbrenner nicht antreibt, kann er zusammen mit dem Generator relativ klein dimensioniert werden; Er muss nur noch die mittlere Leistung erzeugen. Dafür muss die Batterie eine höhere Leistung bieten als beim Parallelhybriden. Der Verbrennungsmotor kann in seinem optimalen Betriebspunkt dauerhaft arbeiten. Ein kleiner Verbrenner würde nur als Range Extender arbeiten und die Batterie muss über das Netz aufgeladen werden. Diesellok arbeitet nach diesem Prinzip. Mit einer Kupplung zwischen Generator und E-Maschine kann er auch als kombinierter Hybrid arbeiten.

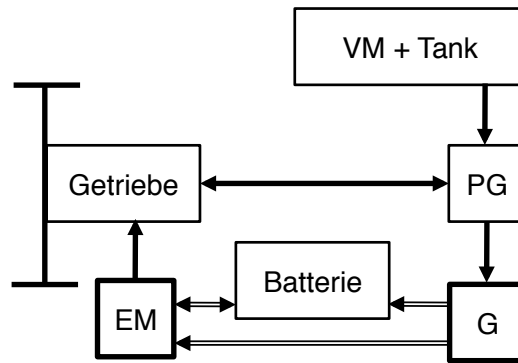


Bei einem **parallelen Hybrid** ist ein Elektromotor, der auch generatorisch arbeiten kann an das Getriebe des Verbrennungsmotors gekoppelt. Ein Kraftstofftank beliefert den Verbrennungsmotor mit Energie, eine Batterie den E-Motor. Eine weitere Variante wäre, die Schwungscheibe des Verbrennungsmotors als Rotor zu verwenden. Ein zusätzlicher Generator mit Kupplung ist hier notwendig. Betriebsmodi wären dann zum Beispiel Stadtverkehr (Verbrennungsmotor ausgekuppelt, Elektromotor treibt an mithilfe Batterie) oder Überlandfahrt (Verbrennungsmotor treibt an, Elektromotor arbeitet generatorisch und lädt die Batterie und/oder übernimmt Aufgaben der Lichtmaschine). Eine Addition der Antriebe ist auch möglich. Ein Schaltgetriebe ist erforderlich.



Ein leistungsverzweigter Hybridantrieb verbindet den Verbrennungsmotor über ein leistungsverzweigtes Planetengetriebe mit dem Generator und dem Fahrzeuggetriebe. Er ist extrem flexibel und erlaubt es stufenlos zwischen seriell und parallel Betrieb zu wählen. Die mechanische Energie vom Verbrennungsmotor kann voll dafür eingesetzt werden über einen Generator die Batterie zu laden bzw. den E-Motor mit Energie zu versorgen oder sie kann über eine Welle direkt ins Getriebe geleitet werden. Oder eben stufenlose Kombination der beiden. Es sind zwei Leistungsstarke E-Maschinen erforderlich





Man unterscheidet nun je nach der Leistungsfähigkeit des elektrischen Antriebes beim parallelen Hybridfahrzeug Mild-, Micro-, und Vollhybride. Bei der Ausbauforn eines *Mikrohybrids* realisiert die E-Maschine/Generator mit ein paar kW lediglich eine Start/Stop-Funktion und versorgt das Bordnetz mit Strom. Rein elektrisches Fahren ist hier nicht möglich. Der *Mildhybrid* bietet zusätzlich zu dem Mikrohybrid eine Boost- und Rekuperationsfunktion. Bis zu 20kW Leistung sind hier üblich. Ein *Vollhybrid* dagegen kann bei abgekuppeltem Verbrennungsmotor das Fahrzeug selbstständig antreiben. Serielle und leistungsverzweigte Hybridfahrzeuge sind von Natur aus vollhybride.

Beispiel von Betriebszuständen und wie das Hybrid-Konzept die Vorteile beider Teilsysteme kombinieren kann: Beim *Anfahren* wird das hohe Anfahrmoment der EMaschine genutzt. Der Verbrenner könnte hier noch kein brauchbares Moment liefern (wird über Reib- oder Strömungskupplung bei konventionellem Antrieb gelöst). Die Batterie liefert Energie dafür, der Verbrenner wärmt sich auf Betriebstemperatur auf, falls die Fahrt gerade erst begonnen wird. Bei *niedrigen Geschwindigkeiten* würde der Verbrenner nur auf Teillast beanprucht werden, wo er einen hohen spezifischen Kraftstoffverbrauch aufweist. Daher treibt hier die EMaschine weiterhin an. Geht die Batterieladung zur neige, wird der Verbrenner zum Aufladen herangezogen und arbeitet im optimalen Betriebspunkt. Im *normalen Fahrbetrieb* bei höheren Geschwindigkeiten ist die EMaschine eventuell schon zu schwach. Der Verbrenner muss mechanische Energie zusätzlich liefern. Damit er dies aber unter hoher Last tun kann (hoher Wirkungsgrad), baut der Generator ein Gegenmoment auf und erzeugt Energie (die entweder gespeichert werden kann oder direkt an die EMaschine weitergeht. Das Planetengetriebe leitet die mechanische Energie also teils zum Generator, der die Batterie lädt, und teils an die Antriebsachse. Die EMaschine kann auch Leistung beitragen. Stufenloses Getriebe ist möglich. Wenn man nun *voll beschleunigen* will addiert sich die Leistung der EMaschine (begrenzt durch maximale Leistungsabgabe der Batterie) und die Nennleistung des Verbrennungsmotors und kann als akkumulierte Antriebsleistung verwendet werden. Während einer *Abbremsung* oder Bergabverzögerung ist es nun möglich, die Bremsleistung durch den generatorischen Betrieb der EMaschine aufzubringen, die gleichzeitig Strom erzeugt und die Batterie lädt. Es passiert die Rekuperation. *Im Stillstand* sind entweder alle Aggregate ausgeschaltet (Start/Stop-Funktionalität) oder der Verbrennungsmotor ist aktiv und lädt die Batterie über den Generator bei Bedarf auf bzw. versorgt die Klimaanlage mit Energie.

Mit dem Generator am Planetengetriebe kann man je nach dem wie viel Leistung man

ihm entnimmt (oder ihm zuführt) das Übersetzungsverhältnis zwischen Verbrennungsmotor und Abtrieb an der Achse stufenlos einstellen. Man braucht also einen leistungsstarken Generator, der in der Lage ist, die Momente des Verbrenners ab zu stützen. Dieses ständige Abstützen kann vermieden werden, indem man Two-Mode-Hybridantriebe verwendet. Hier sorgen Kupplungen für eine geeignete Konfiguration der festgelegten Bauteile. Konstante Übersetzungsverhältnisse können eingestellt werden.

# Kapitel 3

## Kennungswandler

Kennungswandler wandeln Drehzahlen und Drehmomente. Das Kennfeld des vom Motor abgegeben Drehmomentes über der Drehzahl (und damit das Kennfeld der Zugkraft an der Achse über der Fahrgeschwindigkeit) ist denkbar ungeeignet für das Betreiben eines Kraftfahrzeuges. Gefordert wird möglichst hohes Moment vom Stillstand bis hin zu großen Fahrgeschwindigkeiten. Das kann eine feste Untersetzung nicht liefern. Das geforderte Drehzahlspektrum der Antriebsräder ist zu groß im Vergleich zu demjenigen Spektrum, in dem ein Verbrennungsmotor eine brauchbare Antriebskraft liefern kann. Ein Direktgang, mit dem im Antriebsstrang also nur noch das Differential untersetzt, kann man zwar ein breites Spektrum von Fahrgeschwindigkeiten abdecken, dann ist allerdings die Antriebskraft an den Rädern zu gering, da die momentenerhöhende Hebelwirkung der Getriebeuntersetzung fehlt. Ausserdem kann der Motor bei geringen Geschwindigkeiten nicht nahe seines optimalen Betriebspunktes arbeiten, da u.U. nur Teillast abgefordert wird.

Mit einem Fahrzeuggetriebe, das mehrere Übersetzungsstufen bietet, können wir die Drehzahl des Motors an die Fahrgeschwindigkeit anpassen und ihn bei derjenigen Drehzahl sein Moment abgeben lassen, bei der er entweder überhaupt erst in der Lage ist ein brauchbares zu liefern, bei der er es mit einem möglichst hohen Wirkungsgrad abgibt, oder bei der er ein möglichst hohes abgibt, das heisst der effektive Mitteldruck groß ist. Zwischen Motor und Antriebsrädern muss eine Kennungswandlung stattfinden.

Wenn wir mit einem verbrennungskraftgetriebenen Fahrzeug anfahren möchten, das heisst die Räder von Drehzahl null in Drehung versetzen wollen, dann muss bei einer starren Kopplung zwischen Räder und Maschine, die Maschine zunächst gezwungenermaßen bei einer Drehzahl von 0 arbeiten, Moment aufbringen, um die Fahrwiderstände (in der Ebene in diesem Fahrzustand zunächst nur der Rollwiderstand) zu überwinden. Ein Hubkolbenmotor kann aber bei dieser Drehzahl kein Moment aufbringen. Er muss schneller laufen als die Räder. Um diese Diskrepanz zu überwinden wird eine Kupplung eingesetzt. Theoretisch würde ein sofortiges Einkuppeln zu einem unendlich großen Ruck und damit unendlich großen Belastungen in der Mechanik führen.

## 3.1 Kupplungen

Eine Kupplung hat mehrere Funktionen im Antriebsstrang: Sie soll es zum einen ermöglichen, den Verbrennungsmotor vom Antriebsstrang mechanisch zu trennen, damit ein Wechsel der Übersetzungsstufe im Getriebe möglich ist oder der Motor bei niedriger Drehzahl der Räder noch im Leerlauf weiter betrieben werden kann. Beim Einkuppeln muss die Drehzahl des Motors an die des Getriebeausganges angepasst werden. Zum anderen nennt man sie Anfahrkupplung, wenn sie benötigt wird, um einen Anfahrvorgang durchzuführen. Sie überträgt dabei das anliegende Moment 1:1 an den Kupplungsausgang, ermöglicht aber eine Drehzahl-differenz zwischen Ein- und Ausgang. Somit kann der Hubkolbenmotor mit einer Drehzahl betrieben werden, bei der er ein Moment abgibt, das groß genug ist um die Anfahrwiderstände zu überwinden, obwohl der Antriebsstrang aufgrund der geringen Fahrgeschwindigkeit nur sehr langsam oder gar nicht dreht. Die Anfahrkupplung füllt also die Drehzahllücke bis zur unteren Lastdrehzahl. Als eine Nebenfunktion soll sie überlagerte Motorschwingungen dämpfen.

Eine **Hauptkupplung** dient neben der Lasttrennung und der Anfahrhilfe auch zum Umschalten einer Antriebsachse bei allradgetriebenen Fahrzeugen. Eine Schaltkupplung wird von Schalt- und Automatikgetrieben benötigt, um Zahnräder gegenüber Wellen fest zu legen. Betrachten nun kraftschlüssige und Strömungs-Hauptkupplungen.

### 3.1.1 Reibungskupplung

Die Reibungskupplung ist eine kraftschlüssige Kupplung. Im ausgerückten Zustand drückt die **Membranfeder** über einen Kippmechanismus (**Kippringe**) die **Druckplatte** gegen die **Reibbeläge** der **Kupplungsscheibe** und diese wiederum gegen die Schwungscheibe der Verbrennungskraftmaschine. Die Kupplungsscheibe ist daher axial verschiebbar auf der Ausgangswelle gelagert und überträgt über die Innenverzahnung dann das Moment der Schwungscheibe auf die Ausgangswelle des Kupplungssystems. Abgestützt wird die Membranfeder an dem **Ausrücker**. Wird dieser eingerückt, wird die Kraft auf die Druckplatte verringert und die Anpressung der Schwungscheibe entlastet. Sie kann gegenüber dem Schwungrad eine Relativedrehzahl aufbauen und überträgt dabei trotzdem das Moment. Anfahren ist ermöglicht. Bei völliger Trennung ist Relativedrehzahl gleich Motordrehzahl, mechanische Verbindung ist getrennt und es wird kein Moment übertragen.

Gegeben ist eine Anpresskraft  $F$  gegen den Ausrücker. Der Kraftschlussbeiwert zwischen der Reibpaarung der Reibbeläge von Schwungscheibe, Druckplatte und Kupplungsscheibe sei  $\mu$ . Der mittlere Radius, bei dem das Moment  $M_K$  wirkt, sei  $r_m$ . Die Anzahl der Reibpaarung ist bei Trockenkupplungen üblicherweise  $z = 2$ . Damit ist das maximale Moment, das von der Kupplung übertragen werden kann gegeben durch:

$$M_K = \mu \cdot F \cdot r_m \cdot z, \quad r_m = \frac{r_a - r_i}{2}$$

Der Gleitbeiwert liegt üblicherweise bei 0,3. Der Haftbeiwert bei 0,6. Eine Kupplung muss nun so ausgelegt werden, dass das Motormoment auch übertragen werden kann. In der Regel legt man sie so aus, dass sie in der Lage ist, das 1,5-fache des maximalen Motormomentes zu übertragen. Sie muss auch für hohe thermische Belastung ausgelegt werden, da beim Anfahren über eine Zeitdauer hinweg große Drehzahlunterschiede bestehen oder beim Einkuppeln nach einem Schaltvorgang Drehzahldifferenzen angeglichen werden müssen.

## Berechnung der thermischen Belastung

Diese thermische Belastung können wir über eine Leistungsbilanz berechnen. Die Differenz zwischen Kupplungseingangs- und Ausgangsleistung ist der durch Schlupf entstandene dissipative Verlust, der in Reibwärme umgesetzt wird. Das Eingangs- und Ausgangsmoment ist gleich, also ist der Reibungsverlust nur von der Drehzahl abhängig:

$$\Delta N = M_K \cdot (\omega_E - \omega_A)$$

Um die gesamte thermische Belastung zu erhalten müssen wir über die Dauer des Anfahrvorganges integrieren. Sei  $t_K$  der Zeitpunkt, zu dem der Vorgang abgeschlossen ist. Dann ist die Reiarbeit und damit die gesamte Wärmebelastung:

$$A_W = \int_0^{t_K} \Delta N \cdot dt = M_K \cdot \int_0^{t_K} (\omega_E - \omega_A) \cdot dt$$

Dafür müssen wir also den zeitlichen Verlauf der Eingangs- und der Ausgangsdrehzahlen kennen. Dieser hängt ab von den wirkenden Momenten durch die Fahrgeschwindigkeit an der Ausgangswelle der Kupplung und durch den Motor an der Eingangswelle. Das Moment der Kupplung muss zudem bei Änderung der Drehzahl gegen das Trägheitsmoment des Motors und dasjenige der Fahrwiderstände (Luftwiderstand, Radwiderstand, Steigungswiderstand), welches am Kupplungsausgang wirkt, arbeiten. Die Drehzahl der Ausgangsseite soll erhöht werden und die Drehzahl der Eingangsseite soll verringert werden. Zusammen mit den Trägheitsmomenten  $\theta$  und dem Motormoment  $M_M$  sowie dem Moment das an der Getriebeseite durch die Fahrgeschwindigkeit anliegt  $M_R$  ergibt sich dann:

$$\omega_E(t) = \frac{M_M - M_K}{\theta_E} \cdot t + \omega_{E0}, \quad \omega_A(t) = \frac{M_K - M_R}{\theta_A} \cdot t + \omega_{A0}$$

Die Anfangsdrehzahl der Eingangsseite ist das Motordrehoment  $M_M$ . Dieses soll konstant bleiben (Gaspedal konstant). Des Weiteren soll  $M_R$  konstant bleiben. Die Anfangsdrehzahl an der Ausgangsseite ist 0, da wir anfahren. Damit ist:

$$A_W = M_K \cdot \left( \frac{1}{2} (\dot{\omega}_E - \dot{\omega}_A) \cdot t_K^2 + \omega_M \cdot t_K \right)$$

Wir brauchen also noch die Kupplungsdauer  $t_K$ . Zu diesem Zeitpunkt sind die Eingangs- und Ausgangsdrehzahl gleich. Also setze

$$\omega_E = \omega_A \quad \rightarrow \quad t_K = \frac{\omega_M \cdot \theta_E \cdot \theta_A}{M_K \cdot (\theta_E + \theta_A) - \theta_E \cdot M_R - \theta_A \cdot M_M}$$

Setze  $t_K$  geschickt in  $A_W$  ein. Errechne  $M_R$  aus Steigungs- und Radwiderstand mit Gesamtgetriebeübersetzung aus Hinterachsdifferential und Schaltgetriebe. Setze des Weiteren die Eingangs- und Ausgangsdrehzahl gleich der Motordrehzahl und das Kupplungsmoment gleich dem Motormoment dann ist:

$$A_W = \frac{M_M}{M_M - \frac{1}{\eta^{i_G \cdot i_D}} \cdot (f_R + \sin \alpha) \cdot G \cdot r \cdot k_R} \cdot \frac{1}{2} \cdot \theta_A \cdot \omega_M^2$$

Eine Diskussion dieser Gleichung und eine graphische Veranschaulichung ergibt, dass mehr als die Hälfte der Leistung in Wärme umgesetzt wird. Wird die Leistung vom Motor größer, wird auch die Wärmearbeit größer. Sie wird auch größer wenn das Fahrzeuggewicht größer wird. Die Motordrehzahl geht quadratisch ein. Ein großer Wirkungsgrad führt zu kleiner Wärmeentwicklung.

## Merkmale von Reibungskupplungen

Die **Anpressplatte** ist wichtig für die Wärmeabfuhr und damit ein zentrales Designelement zur Auslegung des thermischen Verhaltens einer Trockenkupplung. Sie muss schwer sein.

Die **Membranfeder** als Anpressmechanismus der Anpressplatte hat einen nichtlinearen Kraftverlauf im Gegensatz zu Schraubenfedern. Das begünstigt das Verhalten bei Verschleiß, denn die Anpresskraft hängt innerhalb des zulässigen Belagverschleißes nicht vom Belagverschleiß ab. Des Weiteren wirken keine Zentrifugalkräfte auf die Anpresskraft. Ausserdem würde bei einem Federbruch einer Schraubenfeder ein Totalausfall der Kupplung die Folge sein. Der nichtlineare Kraftverlauf benachrichtigt frühzeitig den Fahrer, wenn die Reibbeläge verschlissen sind: Innerhalb des zulässigen Belagverschleißes ändert sich die Anpresskraft nur im geringen Maß. Ab Erreichen der konstruktiv vorgesehenen Verschleißgrenze fällt die Anpresskraft stark ab, so dass der Fahrer den nötigen Kupplungswechsel am Durchrutschen feststellt. Zusätzlich ist die Kraft, die zum Ausrücken erforderlich ist, relativ klein, da die Membranfedern über den Umlenkpunkt an den Kippringen zusätzlich einen Hebelarm darstellen.

**Drehelastizitäten und Torsionsdämpfung:** Das Antriebsmoment des Motors ist immer überlagert von einer Momentenschwankung prinzipbedingt durch den Hubmechanismus des Kurbeltriebes und der Zündfolge. In der Kupplungsscheibe sind Torsionsfedern, über die das Moment von den Reibbelägen zu der Keilnutverzahnung und damit zu der Nabe der Ausgangswelle geleitet wird. Diese Federn erzeugen konstruktive Inelastizitäten und nehmen Ungleichförmigkeiten der Ventilsteuerung und Drehschwingungen der Kurbelwelle auf. Die Kupplung hat also auch eine schwingungsdämpfende Aufgabe. Die kleinen Torsionsfedern

bilden die Leerlaufelastizität, die großen die Fahrelastizität. Um so größer die Umfangskraft des Motormomentes wird, desto weiter federn sie im Fenster ein. Durch eine zweite Feder, die von der Fenstergröße abweicht, kann man eine über dem Verdrehwinkel nichtlineare Gesamttorsionsfederkraft erreichen. Die zweite Feder spricht erst ab einem bestimmten Relativwinkel zwischen Schwungscheibe und Kupplungsausgangswelle an. Zusätzliche Reibdämpfer zwischen den Platten sorgen für die Dämpfung einer auftretenden Federschwingung (Torsionsdämpfung). Drehmomentstöße werden aufgefangen. Die Torsionsdämpfungsbeläge sorgen dafür, dass die Torsionsfedern erst ab einem bestimmten Moment zum Einsatz kommen.

Bei einer **größeren Kupplungsscheibe** (größerer Durchmesser) genügt bei gleichem zu übertragendem Drehmoment eine geringere Anpresskraft. Aufzubringende Pedalkraft sinkt und die Fadingstabilität sowie die Belaglebensdauer steigt. Dafür nimmt auch das Massenträgheitsmoment der Kupplungsscheibe zu, genau so wie Kosten, Gewicht und Bauraum.

**Fading** bezeichnet das Durchrutschen der Kupplung durch hohe Wärmebelastung. Der Haftbeiwert sinkt unter der Hitzebelastung und geht in den Gleitbeiwert über, da die Kupplungsscheibe beginnt sich relativ zum Schwungrad zu verdrehen. Das passiert schlagartig.

### 3.1.2 Strömungskupplung

Eine Strömungskupplung wird auch Föttinger-Kupplung genannt. Zwei Räder sind radial beschauelt. **Pumpenrad** am Antrieb wandelt mechanische Energie in kinetische der tangentialen und radialen Strömung (spiralförmig) des dünnflüssigen Öles. Dieses wiederum strömt gegen das **Turbinenrad** und treibt es an. Es wird durch die Ölgeschwindigkeit mitgenommen. Die Momentübertragung erfolgt also über das Öl. Ein **Leitwulst** kann in der Mitte angeordnet sein und dient der Führung des Öls. Das Moment wird nicht durch Ölscherung sondern über die Umlenkung des Flusses übertragen. Dabei muss immer Schlupf vorhanden sein. Energieübertragung nur wenn gilt:

$$n_{\text{Pumpe}} > n_{\text{Turbine}}$$

Sie kann als Anfahrkupplung verwendet werden, wobei aber zusätzlich zur Lasttrennung beim Schalten noch eine normale Trockenkupplung vorhanden sein muss. Des Weiteren arbeitet der Trilokwandler ab dem Kupplungspunkt wie eine Strömungskupplung.

Die Dichtung wird am besten auf einem geringen Durchmesser angebracht, damit die Umfangsgeschwindigkeit an der Dichtlippe möglichst klein ist. Die kann man erreichen, indem das Gehäuse des Pumpenrad auch die gesamte Turbine umfasst und die Dichtung an der Abtriebswelle stattfindet.

Das Anschieben ist nicht möglich. Es würden bei einem Anschiebeversuch nur kleine Drehzahlen am Ausgang vorliegen. Die Kupplung wird somit kein brauchbares Moment aufbauen, an dem sich der Motor abstützen könnte.

Vorteile: Gute Torsionsdämpfung von Drehschwingungen des Motors, kein Verschleiss, gute Kühlung.

Das **Kupplungsmoment** ist bei konstanter Zähigkeit des Öles mit dem Kupplungsfaktor  $k$ , der Eingangsdrehzahl  $n_E$  und dem Aussendurchmesser  $D$  gegeben durch:

$$M_K = k'_E \cdot n_E^2 \cdot D^5 = M_E = M_A$$

Damit ist auch das Motormoment gegeben. Es kann nur so groß sein, wie es diese Formel erlaubt, denn es muss sich daran abstützen. Bei kleiner Motordrehzahl ist das Moment klein. Damit muss er bei Stillstand der Räder und im Leerlauf nur ein kleines Moment überwinden, er würgt nicht ab. Der Kupplungsfaktor ist abhängig von Schlupf, Bauart, Viskosität und Füllungsgrad der Föttingerkupplung. Der Schlupf ist:

$$s = \frac{n_E - n_A}{n_E} = 1 - \frac{n_A}{n_E}$$

Er wird 0 wenn sich Turbinen- und Pumpenrad mit der gleichen Drehzahl drehen. Dann kann kein Moment übertragen werden. Andersrum gesagt wird es prinzipbedingt beim Antreiben immer eine Relativgeschwindigkeit geben. Der Schlupf ist 1 wenn die Ausgangsdrehzahl 0 ist. Es ist damit:

$$\eta = \frac{N_A}{N_E} = \frac{M_A \cdot \omega_E}{M_E \cdot \omega_A} = \frac{M_K \cdot \omega_E}{M_K \cdot \omega_A} = \frac{n_A}{n_E} = 1 - s$$

### 3.1.3 Viskokupplung

Die Viskokupplung überträgt nur bei Drehzahlunterschieden ein Moment und kann dann auch versteifen. Mit ihr kann man zum Beispiel einen Allradantrieb darstellen. Kräfte werden an die nichtangetriebene Achse übertragen, sobald eine **Drehzahldifferenz** zwischen Vorder- und Hinterachse vorliegt. Ein bisschen Antriebsmoment wird immer übertragen, da das mitgeschleppte Rad ohne Schlupf rollt wohingegen das angetriebene Rad Schlupf vorliegt. Sie ist dann aber nicht regelbar, kann nicht abgeschaltet werden. Daher darf die Kennlinie über dem Schlupf nicht zu steil sein, dass ABS und kleine Wendekreis (man möchte eigentlich kein Moment an der Hinterachse) noch ohne große Verspannungen möglich sind. Ihre zweite Hauptaufgabe: **Verspannungsfreie Kurvenfahrt**.

Die Viskokupplung besteht aus einem Gehäuse, das mit der Ausgangswelle verbunden ist und einer Welle darin, die als Eingangswelle dient. Auf den Wellen sind Lamellen angeordnet, die axial verschiebbar sind und in die Außenverzahnung dieser Welle eingreifen. Zwischen je zwei dieser Lamellen sind weitere Lamellen angeordnet, die aber diesmal in die Innenverzahnung des Gehäuses eingreifen und ebenfalls axial verschiebbar sind. Das Gehäuse ist mit hochviskosem Silikonöl gefüllt. Drehzahldifferenz der Lagen sorgt nun für Scherspannungen die Kupplungsmoment übertragen können. Um so stärker es geschert wird (je größer die Drehzahldifferenz An- und Abtrieb) desto stärker ist das Kupplungsmoment und damit das übertragene Moment.

Das Kupplungsmoment, das sich an der Abtriebsseite abstützt, hängt von der Anzahl der Reibpaarungen ab, der Viskosität, der Dichte des Öls sowie der Differenzdrehzahl. Besonders ist hier noch, dass die Temperatur nur wenig Einfluss auf das Moment hat.



Die Viskokupplung kennt zwei Betriebsmodi, die sich selbsttätig einstellen. Wenn nur die Scherspannung wirkt besteht die Flüssigkeitsreibung. Die Momentenübertragung passiert über die Scherung des Öls. Bei zunehmender und längerer Scherung kommt die besondere Eigenschaft der Flüssigkeit zum tragen: Sie baut Axialkräfte auf und drückt die beiden Lamellenanordnungen gegeneinander. Der zweite Betriebsmodus beginnt und der **viskoelastische Druck** presst die Lamellen gegeneinander. Es entsteht Reibpaarung. Wir haben Kraftschluss mit Reibbeiwert statt einer Kraftübertragung über Scherspannungen. Der viskoelastische Druck verteilt sich stochastisch, die engen und großen Spalten zwischen den Lamellen sind zufällig angeordnet. Der ansteigende Systemdruck durch die Temperatur bei lang andauerndem Schlupf erhöht zunehmend die Anpressung der Reibpaare bis die Differenzdrehzahl gegen 0 geht. Eine starre Verbindung ist aufgebaut. Die Reibungsverluste werden in Wärme umgesetzt, was zusätzlich für Druckerhöhung sorgt.

Beim Fahrzeug mit ESP oder ABS bräuchte man beim Einsatz einer solchen Kupplung zusätzliche Freilauf-Funktionalität. Da dies zu aufwendig wäre nutzt man die Haldex-Kupplung:

### 3.1.4 Haldex-Kupplung

Die Haldex-Kupplung ist eine Weiterentwicklung der Viskokupplung. Sie ist im Gegensatz zur Viskokupplung regelbar. So kann man sie in Fahrzuständen, in denen man trotz Drehzahlunterschiede keine Momentenübertragung haben möchte, inaktiv schalten. Der Öldruck, der die Lamellen zusammendrückt, wird über ein elektronisches Drosselventil einfach vermindert. Sie spricht viel schneller an, da prinzipbedingt bereits nach einer Halben Umdrehung der Welle durch die Taumelscheibe ein großer Druck auf die Lamellen aufgebaut wurde. Des Weiteren ist natürlich der Anpressdruck und damit das Kupplungsmoment und damit das übertragene Drehmoment stufenlos regelbar. Die Lamellen sind analog der Viskokupplung axial verschiebbar und abwechselnd in Eingangswelle oder Ausgangsgehäuse verzahnt.

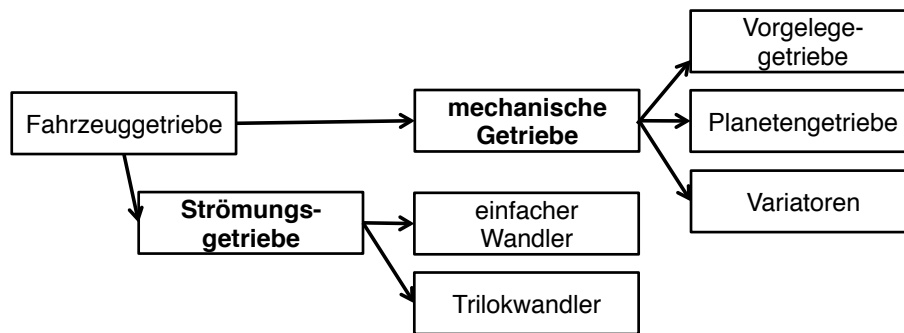
Die Taumelscheibe rollt über Rollenlagern ab. Die Rollenlager am Geberzylinder drücken auf den Hubkolben und erzeugen Öldruck, der über Ölkanäle zu dem Nehmerzylinder geleitet wird und damit eine Kraft auf den Arbeitskolben ausübt. Dieser drückt dann Lamellenpaarung gegeneinander. Moment kann übertragen werden.

## 3.2 Getriebetypen

Wir haben Moment und Drehzahl durch die Kupplung von der Antriebsmaschine am Getriebeeingang anliegen (Antrieb). Am Getriebeausgang (Abtrieb) soll eine andere Drehzahl und ein anderes Moment zur Verfügung gestellt werden, damit wir für voneinander verschiedene Fahrzustände ein passendes Antriebsmoment an die Räder bringen können.

In der Getriebetaxonomie unterscheidet man auf oberster Ebene mechanische und Strömungsgetriebe. Mechanische Getriebe werden in Schaltgetriebe (Vorgelegegetriebe), Stufenautomaten (Planetengetriebe) und stufenlose Getriebe (Variator). Schaltgetriebe können

halbautomatisch oder vollautomatisch ausgelegt sowie mit einer zweiten Kupplung ausgestattet werden. Stufenautomaten und stufenlose Getriebe sind vollautomatisch.



### 3.2.1 Getriebeabstufung wählen

Brauchen zunächst mal Kriterien die angeben, welche Übersetzungen am besten vorzusehen sind. Das Anfahren aus einer Geschwindigkeit = 0 soll gleichermaßen gut möglich sein wie das Fahren bei hohen Geschwindigkeiten (hohe Drehzahl hohes Moment) oder die Überwindung einer Steigung (geringe Drehzahl, hohes Moment). Ein ideales Getriebe wäre hierbei natürlich von der Art, dass man für jede Fahrgeschwindigkeit eine Stufe einlegen kann, die den Motor bei seiner verbrauchsoptimalen oder leistungsoptimalen Drehzahl laufen lässt. Hier wären bei jeder Fahrgeschwindigkeit die größtmögliche Zugkraftreserve verfügbar. Man könnte bei jeder Fahrgeschwindigkeit die maximale Leistung des Motors abrufen, man bewegt sich auf der Zugkrafthyperbel.

Bei einem Schaltgetriebe (Vorgelegegetriebe) und einem Stufenautomat (Planetengetriebe) allerdings sind konstruktionsbedingt nur eine bestimmte Anzahl von vorgegebenen Übersetzungen wählbar. Die über die Drehzahl variierende Drehmomentabgabe eines Hubkolbenmotors (bedingt durch die Ventilsteuerzeiten) zeichnet nun eine gekrümmte Kurve in unser Antriebskraft-Geschwindigkeits-Diagramm. Und zwar über dasjenige Fahrgeschwindigkeitsspektrum hinweg, welches zu der gewählten Übersetzung/Untersetzung passt. Durch diese wird durch die Hebelwirkung dann auch das Moment erhöht oder verringert, was die Kurven abflacht.

Diese Antriebskraftkurven bei gewählter Fahrstufe berühren an genau einem Punkt die Hyperbel der maximalen Zugkraft. Das ist derjenige Punkt, an dem der Motor mit der Drehzahl dreht, bei der er sein maximales Moment abgibt.

Ziel ist es nun, die Getriebeabstufung (unterstütztes Geschwindigkeitsband und Zwischenstufen) so zu wählen, dass die Gesamtheit der Kurven maximaler Zugkraft möglichst nahe an der Zugkrafthyperbel maximaler Leistung liegen. Das heisst, deren Übersetzung oder Untersetzung fest zu legen.

## Vorgehen

Wähle die Übersetzung  $i_{G1}$  so, dass sie möglichst **hohe Steigfähigkeit** zulässt (üblicherweise so um die 50%) und die **Drehzahllücke** des Anfahrens, bei der der Motor kein brauchbares Moment abgibt, möglichst klein ist. Also insgesamt eine große Übersetzung (für gewöhnlich so um die 4). Das heisst, das umgewandelte Drehmoment ist noch groß genug, um den Steigungswiderstand einer 50%-Steigung zu überwinden.

Wähle dann die Übersetzung der letzten Fahrstufe (üblicherweise 5 oder 6,  $i_{G5}$ ). Er kann dreierlei ausgelegt werden. Als **reiner Fahrgang** (das heisst dass im fünften Gang nach Überwindung der Fahrwiderstände noch viele Zugkraftreserven übrig sind, um zum Beispiel zu überholen), Gang **höchstmöglicher Geschwindigkeit** (mit maximaler Leistung vom Motor her auch die maximale Geschwindigkeit darstellen) oder als **Ökogang**/Schongang (weniger Zugkraftreserven, da schon mit hohem Moment zum  $v_{\max}$  unterwegs und damit näher an  $b_{e,\min}$ ).

Die Getriebespreizung ist somit festgelegt. Nun brauchen wir noch die Zwischengänge  $i_{G2}$  bis  $i_{G4}$ . Wenn man viele Zwischengänge hat, ist das Fahren komfortabler, da der Fahrer nicht so viel Kraft und nicht so viel Zeit für die Getriebesynchronisation aufbringen. Man kann sich näher an die Hyperbel maximaler Motorleistung im Fahrzustandsdiagramm bewegen. Oft wird bei der PKW-Übersetzung die Gangabstufung gemäß einer progressiven Gangabstufung im Geschwindigkeits-Drehzahl-Diagramm gewählt. Die Geschwindigkeitsbereiche, die durch die einzelnen Gänge bestimmt sind, müssen sich natürlich überschneiden, insbesondere damit Anfahren am Berg möglich ist. Des Weiteren müssen sie gegen einen höheren Gang eng gestuft werden, damit durch Zurückschalten höhere Zugkräfte abgerufen werden können als in dem Schongang. Dann ist die Gesamtübersetzung einer jeden Gangstufe gegeben durch:

$$i_x = i_D \cdot i_{Gx}$$

Gemäß einer reziprok arithmetischen Auslegung, die zu der progressiven Gangabstufung führt, müssen wir mit  $z = \text{Anzahl der Gänge}$  und  $i_{Ga} = \text{höchster Gang}$  anwenden:

$$\frac{1}{i_{Gx}} = \frac{1}{i_{Ga}} + \left( \frac{1}{i_{G1}} - \frac{1}{i_{Ga}} \right) \cdot \frac{z - x}{z - 1}$$

### 3.2.2 Vorgelegegetriebe

Bei Vorgelegegetrieben sind die Wellen und die Zahnräder ortsfest. Es ist ein Standgetriebe. Über die Wahl der Stirnradkonfiguration kann man eine Übersetzung und damit eine Fahrstufe auswählen. Die Stirnräder sind in Dauereingriff. Es wird meist als Handschaltgetriebe eingesetzt, kann aber auch Halb- und Vollautomatisch konstruiert werden. Mindestanzahl der Zahnradpaare  $m$  um  $z$  Gänge zu schalten ist gegeben durch:

$$z = 2^{m-1}$$

Wenn man die Mindestanzahl verwenden möchte, sind unter Umständen 5 Schaltkupplungen (Mechanismen um Wellenteilungen zu schließen oder Zahnräder gegenüber der Welle festzusetzen) für 2 Wellenteilungen und 3 drehbar gelagerte Stirnräder nötig (mit Partner auf Vorgelegewelle). Heute üblicher daher pro Getriebestufe ein Zahnradpaar, damit sind nur zwei Kupplungen nötig die auf der Welle verschiebbar sind. Damit ist es möglich, zwei Stirnräder mit nur einer Schaltmimik im Wechsel in Eingriff zu bringen: **Schaltmuffen** schließen **Klauenkupplungen** und stellen Formschluss zwischen Welle und Stirnrad her. Die Schiebemuffe verfügt über eine Innenverzahnung zur Welle hin (Synchronkörper) und über eine Innenverzahnung für die Mitnehmerverzahnung der festzulegenden Stirnräder. Beide Verzahnungen bilden die Klauenkupplung und stellen formschlüssige Verbindungen her. Die Schaltmuffen sind also drehfest und axial verschiebbar und die Stirnräder sind drehbar und axial fest. Schaltgabeln greifen in die mit Wellendrehzahl drehenden Schiebemuffen. Diese Schaltgabeln sind mit den in Querrichtung ortsfesten Schaltschienen fest verbunden, die über den Wellen angeordnet sind. Je Gabel eine Schiene. Über die links/rechts-Bewegung des Schalthebels wählt man nun eine der Schaltgassen aus und der Schaltfinger greift dann in die Schaltschiene. Mit einer vor/zurück-Bewegung wird nun die Schaltschiene längs verschoben und damit über die Schaltgabel die Schaltmuffe axial zur Welle verschoben.

Bei Vorgelegetriebe mit Wellenteilungen und fluchtende Eingangs und Ausgangswelle sind Direktgänge möglich, sonst nicht. Beachte die Eignung von fluchtenden (An- und Abtrieb koaxial) Getrieben für den Längseinbau und Getriebe ohne Festvorgelege für den Quereinbau. Ein Festvorgelege liegt vor, wenn eine Wellenteilung kurz nach dem Antrieb eingebaut ist. Damit ist der Abtrieb koaxial mit dem Antrieb und Direktgänge wieder möglich. Festvorgelege heisst, dass die Vorgelegewelle stets mitdreht.

Geschaltet wird stets zwischen Zahnrad und Welle. Zahnräder sind im gegenseitigem Dauereingriff. Damit ist eine Schrägverzahnung möglich, die für weniger Verschleiss und weniger Geräuschemission sorgt, da sie eine längere Einlaufzeit der Verzahnung ermöglicht. Drei-Wellen-Getriebe bauen kurz. Sie werden bei Frontmotoren mit Vorderachsantrieb eingesetzt.

Die **Anzahl der Übersetzungsstufen** ist die Anzahl der Stirnradpaarungen, über die in einer Schaltstufe Drehmoment und Drehzahl übertragen werden. Ein Stirnradgetriebe ohne Festvorgelege (Vorgelegewelle = Abtriebswelle) ist damit einstufig, mit Festvorgelege zweistufig. Mehrstufige Getriebe verwenden mehr als zwei Wellen und sind für den Quer eingebauten Verbrennungsmotor günstig.

Also mögliche Varianten: 3 Stirnradpaare, 4 Paare mit Festvorgelege, ohne Festvorgelege. Unterscheide weiter: synchronisierte (Zwangssynchronisation, Sperrsynchrosation) und unsynchronisierte Getriebe.

Wenn die Gegenverzahnung der Schiebemuffe für die Klauenkupplung über die Verzahnung der Stirnräder gleiten soll, um formschlüssige Kraftübertragung möglich zu machen, muss die Schiebemuffe und das Zahnrad die gleiche Drehzahl haben. Synchronisierte Getriebe stellen diesen Gleichlauf her. Beim Hochschalten **unsynchronisierter Getriebe** beispielsweise dreht die Welle zu schnell. Um sie auf Drehzahl der Zahnräder zu bringen, musste man die Kupplung im Leerlauf kurz kommen lassen, damit reduziert sich die Drehzahl der

Eingangswelle schneller. Beim Runterschalten unsynchronisierter Getriebe dreht der Motor nach dem Schaltvorgang schneller als davor. Die Fahrgeschwindigkeit allerdings, und damit die Zahnräder mit gleicher, langsamerer Geschwindigkeit. Um die Verzahnungspaarung des Klauengetriebes (Mitnehmerverzahnung seitlich am Stirnrad und Gegenverzahnung am Synchronkörper der Schaltmuffe) ineinander führen zu können, muss allerdings Gleichlauf zwischen dem Stirnrad und der Welle hergestellt werden. Dasjenige Stirnrad, in das nun geschaltet werden soll, wird schneller drehen als zuvor. Die Welle muss beschleunigt werden. Kurzes Einkuppeln in Leerlaufstellung und Zwischengas geben erreicht das Gewünschte.

**Zwangssynchronisierte Getriebe** hingegen stellen den Gleichlauf durch zeitlich vorgelegte reibschlüssige Verbindung her, um dann die formschlüssige zuzulassen. Der Reibbelag heisst Synchronring. Ein Federmechanismus mit einer Kugel oder ein Rastenbolzen sorgt dafür, dass erst ab einer größeren Hebelkraft die Klauenkupplungsverzahnungen ineinandergreifen. Bei leichterer Hebelkraft an der Schaltgabel wird nur der Synchronring der Schaltmuffe gegen den Außenkonus des Stirnrades gepresst. Reibleistung nimmt die Differenzenergie heraus und entwickelt Wärme bis Gleichlauf herrscht. Drehzahlgleich findet statt. Der Fahrer muss hier aber vom Gefühl her warten, bis er durchzieht. Daher heute:

*Sperrsynchronisierte Getriebe* sperren die Schiebemuffe solange noch kein Gleichlauf anliegt. Dies geschieht durch Sperrglieder, die total blockieren, und eine beliebig große Gegenkraft aufnehmen können. Sie geben nicht nach. Es gibt im wesentlichen drei voneinander verschiedene Systeme: ZF, ZF B, Borg-Warner.

Der Reibmodus ist analog der einfachen Zwangssynchronisation aufgebaut. Hinzu kommen bei **ZF** jedoch die Sperrkörper, die mit ihrer Keilform in eine Nut eingreifen. Das sorgt dafür, dass bei einem anliegenden Moment am Reibring dieser verdreht wird (das heisst Drehzahlunterschiede zwischen Welle (Schaltmuffe) und Stirnrad) und die Sperrkörper die weitere Verschiebung der Schaltmuffe verhindern. Bei Abnahme des Momentes kann die Schaltmuffe in einer Axialbewegung die Sperrstifte zurückdrücken. Der Kraftschluss nach Prinzip einer Klauenkupplung kann hergestellt werden. Also der Sperrkörper fährt so lange nach aussen, solange zwischen Synchronring und Reibkonus des Stirnrades eine Differenzdrehzahl besteht. Denn nur dann liegt eine Umfangskraft an, die den Sperrkörper über den Keil in der Nut nach aussen drückt.

Bei **ZF B** und **Borg-Warner** wird im Vergleich zu ZF die Sperrwirkung der Schaltmuffe nicht über einen Sperrkörper sondern über einen Synchronring, der als Sperring ausgelegt ist, erreicht. Der Sperring wird von der Schiebemuffe mitgenommen. In ihm wird dann ebenfalls über seine konische Flanke ein Reibmoment erzeugt, das ihn ein Stück rotieren lässt. Ein verdrehungsbegrenzendes Loch im Synchronkörper (auf dem die Schaltmuffe verdrehfest aber axial verschiebbar sitzt), in das die Anschlagstifte des Sperrringes eingreifen, sorgt dafür, dass die Verdrehung des Sperrringes nur einen bestimmten Winkel gegenüber der Welle beschreibt. Er sperrt damit das weitere Verrücken der Schiebemuffe und damit der Gegenverzahnung der Mitnehmerverzahnung des Stirnrades. Erst bei nachlassendem Moment wenn Gleichlauf erreicht ist, ist ein Verschieben der Muffe über den Sperr-/Synchronring hinweg möglich. Die Klauenkupplung ist geschlossen. Der Sperring ist insgesamt robuster

als eine Konstruktion mit Sperrkörpern.

Bei der mechanischen Konstruktion und Auslegung der Gänge wird auf die Benutzungsdauer während eines Getriebelebens geachtet. Mit 60% ist der fünfte Gang an beteiligt. 5% der der erste Gang.

### 3.2.3 Planetengetriebe

Planetengetriebe haben ineinander fluchtende, koaxiale ortsfeste Wellen und Hohlwellen. Die Zahnräder rotieren umeinander. Es ist ein mechanisches **Umlaufgetriebe**, wo Planetenräder dauerhaft mit dem Sonnenrand und dem Hohlrad im Eingriff sind (kämmen). Um eine Übersetzung bei einem System aus Planetensätzen aus zu wählen, müssen Elemente gebremst werden. Eine Anordnung von Planetensätzen sowie ein hydrodynamisches Wandlergetriebe (Anfahrkupplung) bilden oft zusammen ein vollautomatisches Stufengetriebe. Schalten ist dann ohne Zugkraftunterbrechung möglich, man braucht keine dedizierte Kupplung für die Lasttrennung zum Schalten. Bremsen und Kupplungen ändern gleichzeitig ihren Zustand, was zeitweise dazu führt dass zwei Gänge gleichzeitig eingelegt sind. Gleiche Drehzahldifferenzen währenddessen über Schlupf in den Lamellenkupplungen aus. Diese arbeiten mit Öldruck, der verloren geht, wenn der Motor aus geschaltet ist. Daher mechanische Feststellbremse an einem Hohlrad zusätzlich.

Planetengetriebe bauen klein, die Zähne sind im Dauereingriff, Innenverzahnung ist geräuscharm. Es ist bei einer Planetengetriebeanordnung möglich, unter Last zu schalten. Der Synchronisiervorgang passiert über Bandbremsen (gehäusefeste Lamellenkupplungen) am Hohlrad (großer Durchmesser, hohe Momente können anliegen). Hohe Herstellungskosten und der schlechte Wirkungsgrad (viele rotierende Teile, Öldruckpumpe, schleifende Bremsen und Kupplungen) stehen diesen Vorteilen gegenüber.

Planetengetriebe können zusätzlich zu ihrer Funktion als Übersetzungsgetriebe (eine Welle Antrieb, eine Welle Abtrieb, eine Welle Gehäusefest) auch eine Leistungsverzweigung ermöglichen, indem der Antrieb oder Abtrieb über *zwei* Wellen erfolgt.

Über den **Kutzbachplan** kann man die Übersetzungsverhältnisse eines Umlaufgetriebes ermitteln. Wenn die Umfangsgeschwindigkeit zweier Komponenten (Steg, Sonne, Hohlrad) vorgegeben ist, dann ist das dritte eindeutig bestimmt. Es werden die Wälzkreisradien der Zahnräder und des Hohlrades über der Umfangsgeschwindigkeit aufgetragen. Diese Umfangsgeschwindigkeit nimmt bei einem Planetengetriebe mit zunehmendem Wälzkreisradius natürlich linear zu. Damit erhalten wir Geraden. Die Linien vom Ursprung (Abszisse: Geschwindigkeit, Ordinate: Wälzkreisradius) zu den Punkten hin stellen die Geschwindigkeitsverteilungen über den Wälzkreisradius hinweg dar.

Für das quantitative **Übersetzungsverhältnis** verwende den Zusammenhang, dass die Differenzgeschwindigkeit von Steg und Sonne gleich derjenigen von Hohlrad und Steg sein muss.

Damit erhalte beispielsweise für die Drehzahl des Steges:

$$v_S - v_{St} = v_{St} - v_H \quad \rightarrow \quad n_{St} = \frac{r_S \cdot n_S + r_H \cdot n_H}{2 \cdot r_{St}}$$

Man kann auch am Kutzbachplan die Geschwindigkeiten ablesen, dann aber an gleichem Bezugsradius. Wenn  $v_{St}'$  die Geschwindigkeit des Steges an gleichem Radius abgelesen wie die Geschwindigkeit der Sonne  $v_S$  dann ist:

$$i = \frac{v_S \cdot r_S}{v_{St}' \cdot r_S} = \frac{v_S}{v_{St}'}$$

**Einsteg-Planetengeräte** sind Planetengeräte, die über nur einen Planetensatz (Sonne, Steg, Hohlrad) verfügen. Mit ihnen kann man bis zu 7 Übersetzungen (davon 2 mit umgekehrtem Drehsinn) realisieren. Dabei muss man allerdings jedes mal An- und Abtrieb vertauschen. An- und Abtrieb bleiben in der Regel bei Fahrzeuggeräten ortsfest. Daher:

**Mehrsteg-Planetengeräte** sind Kombinationen aus mehreren Planetensätzen. Heute üblich als mechanisches Nachschaltgeräten zu einem hydrodynamischen Drehmomentwandler (Anfahrkupplung), also ein Vielgang-Vollautomat. Bei der Kombination von zwei Planetensätzen unterscheidet man RAVIGNEAUX und SIMPSON. Das sind also zwei Prinzipien, wie man mehrere Gangstufen durch Hintereinanderschaltung von Planetensätzen realisieren kann.

Bei dem RAVIGNEAUX-Planetensatz ist eine kleine und eine große Sonne zentral angeordnet. Die große Sonne ist über ein Hohlrad geführt. Jede Welle der beiden Sonnenräder lässt sich über eine Kupplung mit dem Antrieb in Reibschluss bringen. Beide Kupplungen geschlossen ergibt dann den Direktgang. Die Anordnung ist weiterhin so realisiert, dass die Planeten der Sonnen untereinander im Eingriff sind und einen gemeinsamen Steg besitzen. Die Planeten des größeren Sonnenrades kämmen mit dem einzigen Hohlrad, welches den Abtrieb darstellt. Zwei Bremsen legen das große Sonnenrad mit der Hohlwelle oder den Steg fest mit dem Gehäuse. Sie sind auf großem Radius angebracht, wo nur eine kleine Reibkraft nötig ist um große Gegenmomente auf zu bauen und das Hohlrad oder den Steg zum Stillstand zu bringen.

Bei dem Planetensatz nach SIMPSON werden zwei gleiche Planetensätze verwendet, statt sie zu verschachteln. Der Steg des einen Umlauftriebssatzes (1) ist drehfest mit dem Hohlrad des anderen (2). Dies ist gleichzeitig der Abtrieb. Die Sonnen sind ebenso drehfest miteinander verbunden. Angetrieben wird über eine Kupplung die Sonne des einen (und damit auch die Sonne des anderen) oder das Hohlrad des einen Satzes. Gebremst und gehäusefest gelegt werden kann die Sonnenwelle sowie der Steg des zweiten Satzes.

### 3.2.4 Stufenlose Getriebe

Ein Variator ist ein Umschlingungsgetriebe mit Kegelscheiben und einer Kette oder eines Riemens und gehört zu den CVTs (Continuous Variable Transmission). Die Antriebskraft

und die Drehzahl wird hier per Reibschluss übertragen. Ein CVT macht es möglich, die Getriebeübersetzung stufenlos und zeitkontinuierlich ein zu stellen. Das bedeutet im Antriebskennfeld (Fahrzustandsdiagramm) ist die maximale Antriebskraft an den Rädern nicht von der Fahrgeschwindigkeit in der Form abhängig wie bei festen Stufen und nur durch das maximale Motormoment beschränkt. Man kann gleiche Leistung auf verschiedene Art und Weise kontinuierlich abrufen und nicht gestuft. Im Fahrzustandsdiagramm kann eine sportliche Einstellung von Moment und Drehzahl und eine Wirkungsgrad-/Verbrauchsoptimierte als ein und derselbe Punkt dargestellt werden. Mit Stufengetrieben könnte man diese Punkte im Allgemeinen nur annähern. Im Motorenkennfeld bedeutet eine sportliche Fahrweise ein schnelles Reagieren auf Gaspedaländerungen. Wenn man maximale Leistung abrufen möchte muss bei hoher Drehzahl und kleinem Moment (sportlich) nur die Drosselklappe aufgerissen werden und die Nennleistung ist unter Umständen schon erreicht. Bei ökonomischer Fahrweise wird bereits hohes Moment geliefert. Um zur Nennleistung zu gelangen muss die Drehzahl durch den Variator viel mehr verändert werden, was eine Zeit lang dauert.

Während man sich bei einem Stufengetriebe bei vorgegebener Geschwindigkeit im Motorenkennfeld nur vertikal bewegen kann (Teillast über Gaspedal wählbar) ist es mit einem stufenlosen Getriebe zusätzlich möglich bei fester Raddrehzahl sich im Motorenkennfeld auch horizontal zu bewegen (Getriebeübersetzungsänderung und damit Motordrehzahländerung). Man kann somit zum Beispiel bei jeder beliebigen Geschwindigkeit im Optimum des spezifischen Verbrauchs fahren oder im Optimum der abgegeben Leistung (Nennleistung). Des Weiteren sind die Variatoren günstig für Frontantrieb mit quer eingebautem Verbrennungsmotor.

Allerdings ist wegen den hohen Anpressdrücken (wegen sehr niedrigem Kraftschlusskoeffizient von Stahl-Stahl bei Laschenkette) der Wirkungsgrad eines Variators nicht so hoch, weswegen die Kurve maximaler Antriebskraft die Zugkrafthyperbel nicht überdeckt. Des Weiteren ist ein solches Getriebe nicht mit einer starken Motorisierung zu betreiben.

Ein Variator besteht aus einer keilförmigen Kette oder einem keilförmigen Riemen, der/die zwischen zwei keilförmigen Scheibenpaaren gespannt ist. In jeweils einer Scheibe ist ein Hydraulikzylinder integriert. Der Anpressdruck kann drehmomentabhängig geregelt werden. Die Kette liegt stark vorgespannt darin und beschreibt einen Querversatz bei Übersetzungsänderung. Die Verstellung muss daher entsprechend gegenüberliegend erfolgen. Um die Verlustleistung durch die Öldruckveränderung möglichst klein zu halten wird ein Basisanpressdruck aufgebaut und in einem zweiten Zylinder die Übersetzung verstellt. Pro Scheibensatzpaar sind also zwei Nehmerkolben vorgesehen. Weniger Öldruckvolumenstrom ist die Folge und damit muss weniger Arbeit aufgebracht werden um die Übersetzung zu verstellen, da das Öl der Anpresszylinder auf hohem Druckniveau ausgetauscht werden kann und nicht über eine Entlastungsleitung abgelassen werden muss. Die drehmomentabhängige Anpressdruckverstellung wird über einen mechanischen Drehmomentsensor realisiert.

Wir können also den **Wirkungsgrad** eines Schubkettengeriebes erhöhen, indem wir (1) die nötige Anpresskraft für das Schubgliederband Drehmomentabhängig regeln, (2) ein steifes Schubgliederband oder eine steife Laschenkette verwenden, die durch ihre Unnachgiebigkeit



gegenüber einem Riemen niedrigere Anpressdrücke bei hoher Vorspannung erlaubt und (3) indem zwei getrennte Ölkreisläufe für den Basisanpressdruck und für den Verstelldruck verwendet werden. Damit kann das Öl auf sehr hohem Anpressdruckniveau direkt zwischen den Anpresszylindern ausgetauscht werden. Die Volumenströme und damit die Verlustleistung ist geringer.

Der drehmomentenabhängige Anpressdruck wird über eine **mechanischen Sensor** geregelt. Das sind Kugeln, die zwischen zwei vernuteten Druckplatten angeordnet sind und in den Nuten sitzen. über sie wird das Moment übertragen. Wenn das Moment zunimmt werden die Kugeln aufgrund der Schräge in der Nut nach aussen gedrückt, die Welle erfährt axialen Druck und die Platte wird damit stärker gegen das Schubgliederband gepresst.

Als Kraftübertragung wird der veraltete Riemen nicht mehr eingesetzt. Heute üblich sind Schubgliederband und Zuggliederkette. Das **Schubgliederband**, welches im Kern aus Stahlbändern besteht, auf welche einzelnen Schubglieder aufgesteckt sind, überträgt unter Vorspannung der Stahlbänder durch Druck das Moment. Es ist preisgünstig und geräuscharm. Es hat aber einen kleineren Wirkungsgrad und es kann nicht so viel Drehmoment übertragen (max  $200Nm$ ) werden wie bei der **Zuggliederkette** (auch Laschenkette genannt). Sie überträgt das bis zu  $400Nm$  betragende Drehmoment über eine Zugwirkung, rein kraftschlüssig durch die Bolzen, die die Kettenglieder zusammenhalten. Variierende Bolzenabstände sorgt für eine angenehmere Geräuschemission. Der Wirkungsgrad ist aufgrund der Abwälzbewegung der geteilten Bolzen und der geringeren Relativbewegungen zwischen Gliedern besser.

Der **Wirkungsgrad** eines solchen Umlaufgetriebes kann auf bis zu 0,9 bei hohen Übersetzungen absinken. Im Gesamtsystem Antrieb-Übersetzung wird dies allerdings durch das kontinuierliche Fahren in einem guten Motorbetriebspunkt mehr als wett gemacht. Ein spiralförmiger Lauf im Ein- und Auslauf des abtreibenden Tellerradpaares trägt neben dem hohen Öldruck zu dem schlechten Wirkungsgrad bei.

**Keramikbolzen** können zu einem besseren Wirkungsgrad beitragen, da der Kraftschlussbeiwert (Haftreibungskoeffizient) von Stahl und Keramik höher ist. Damit sind nicht so große Anpressdrücke erforderlich. Die maximale Haftkraft bleibt dieselbe bei geringerer Anpresskraft. Da die Keramikbolzen allerdings biegeweich sind, werden sie in einer Stahlhülse geführt.

### 3.2.5 Strömungsgetriebe

Strömungsgetriebe wandeln stufenlos mithilfe von Fluiden Drehmoment und Drehzahl des Antriebes. Grundanordnung und Strömungsverhältnisse sind ähnlich der Föttinger-Kupplung, allerdings kommt zu Pumpen- und Turbinenrad noch ein Leitrad in der Mitte hinzu.

#### Einfache Wandler

Bei dem einfachen Wandler ist das Leitrad Gehäusefest. Dieses Leitrad kann durch entsprechende Beschau felung Moment aufnehmen, welches vom Pumpenrad eingeleitet wird. Das

Moment  $M_L$  des Leitrades stützt sich dann am Gehäuse ab. Dabei ist die Beschau felung des Leitrades so gestaltet, dass Momentenüberhöhung bei entsprechender Übersetzung ins Langsame vorliegt. Also am Abtrieb mehr Moment als am Antrieb vorliegt (entspricht zum Beispiel Gangstufe 1 bei einem mechanischen Stufengetriebe). Das Drehmoment wird nicht über Ölscherung oder Reibung übertragen (wie bei Viskokupplung) sondern durch Umlenkung in den Schaufeln. Die Stömung geht von dem Pumpenrad über das Turbinenrad zum Leitrad und wird derart umgelenkt, dass es das Pumpenrad zusätzlich antreibt:

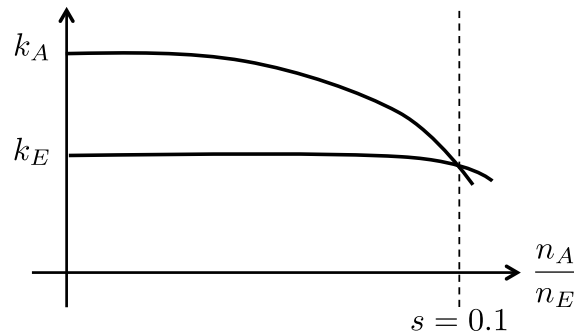
$$M_T = M_P + M_L \xrightarrow{M_L > 0} M_T = M_{Ab} > M_{An} = M_P$$

Das Drehmoment berechnet sich diesmal (im Vergleich zur Föttinger-Kupplung) für den Antrieb und den Abtrieb unterschiedlich. Wir haben getrennte Wandlerfaktoren:

$$M_E = k_E \cdot n_E^2 \cdot D^5$$

$$M_A = k_A \cdot n_E^2 \cdot D^5$$

Der Motor wird bei Leerlaufdrehzahl also nicht abgewürgt, da das Moment, woran er sich abstützen muss durch die Quadrierung sehr klein ist im Verhältnis zu demjenigen, wenn die Drehzahl ansteigt und man Gas gibt. Aus den Wandlerfaktoren  $k_E$  und  $k_A$  folgt direkt, dass Ausgangsmoment ungleich Eingangsmoment ist. Des Weiteren ist das Moment proportional den Wandlerfaktoren. Sie sind bei konstanter Eingangsdrehzahl über dem Schlupf bei PTL-Wandlern wie folgt:



Die Wandlerfaktoren hängen neben der Art der Beschau felung, dem Füllgrad und der Ölviskosität auch vom Schlupf ab. Man erkennt, dass ab einem Verhältnis von Ausgangsdrehzahl zu Eingangsdrehzahl von 0,9 (das heisst die Ausgangsdrehzahl ist 90% von der Eingangsdrehzahl, Schlupf ist also niedrig bei 0,1) der Wandlerfaktor für das Ausgangsmoment unter dasjenige des Eingangsmomentes fällt. Das heisst, das Ausgangsmoment ist kleiner als das bis dahin über dem Schlupf konstante Eingangsmoment. Ab einer gewissen Differenzdrehzahl von Pumpe und Turbine (nämlich 10% der Eingangsdrehzahl) ändert sich die Anströmung des Leitrades derart, dass es gegen die Turbine arbeitet.

Die Durchströmfolge PTL ist üblich. Der **PLT-Wandler** leitet den Ölstrom über das Leitrad zur Turbine. Hier ist der Eingangswandlerfaktor über dem Schlupf nicht konstant. Eine

Veränderung der Abtriebsdrehzahl verändert den Eingangswandlerfaktor auch. damit würde das zu Eingangsmomentschwankungen führen. Das ist nicht erwünscht.

Beim **PTL-Wandler** dagegen ist der Eingangswandlerfaktor unabhängig von der Ausgangsdrehzahl. Er ist bei konstanter Eingangsdrehzahl auch konstant (also über dem Schlupf). Das heisst eine Veränderung des Gegenmomentes am Abtrieb (und damit eine Änderung der Abtriebsdrehzahl, da  $k_A$  sich ändert und Beschau felung, Füllgrad und Viskosität ja gleich bleibt und  $n_A$  in  $k_A$  berücksichtigt ist) ergibt keine Rückwirkung auf den Momentenbedarf des Motors  $M_E$ . Der Wirkungsgrad ist:

$$\eta = \frac{k_A \cdot n_A}{k_E \cdot n_E}$$

Nur im Auslegungspunkt wird die Beschau felung genau richtig angeströmt (analog  $M_{dmax}$  bei Verbrennungsmotoren). In diesem Betriebspunkt (bei Schlupf 0,5 bis 0,8) werden nur durch die Reibung zwischen dem Öl und den Rädern Verluste erzeugt. Verluste dadurch, dass das Leitrad langsam Gegenmoment aufbaut (Anströmungsverluste) sind nicht vorhanden. Der maximale Wirkungsgrad liegt bei 90-95%. Die Verluste durch Reibung und die Verluste durch Anströmen ausserhalb dem optimalen Schlupfbereich sind am größten wenn das Turbinenrad sich an stehendem Getriebe abstützt, also beim Anfahren.

Es kann bei bestimmten Differenzdrehzahlen eines PTL-Wandlers (Schlupf kleiner 0,1) vorkommen, dass das Leitrad von hinten angeströmt und die Turbine damit abgebremst wird. Das Leitradmoment wird negativ, es arbeitet gegen das Turbinenrad und erzeugt Verluste durch Reibung im Öl und zwischen Öl und Beschau felung. Der einfache Wandler arbeitet nicht mehr optimal. Daher bleibt seine Funktion auf Anfahr element beschränkt. Abhilfe schafft hier das Prinzip des Trilok-Wandlers:

## Trilokwandler

Um den einfachen Drehmomentwandler zu verbessern, überführen wir ihn in die nächste Ausbaustufe. Wir müssen verhindern, dass das Leitradmoment ab einem Schlupf von ca.  $s = 0.9$  negativ wird und die Drehmomentverstärkung sich in das Gegenteilige umdreht, es also zu einer Drehmomentsenkung und dissipativem Leistungsverlust kommt. Das Leitrad arbeitet in diesem Kennbereich gegen das Antriebs- und das Abtriebsmoment.

Dies wird erreicht, indem das Leitrad nicht mehr gehäusefest ist, sondern durch einen **Freilauf** drehbar auf der Abtriebswelle gelagert ist. Ab der Differenzgeschwindigkeit zwischen Antriebs- und Abtriebswelle, aber der der einfache Wandler keine Drehmomentverstärkung mehr liefert, sorgt der Freilauf dafür, dass sich das Leitrad mitdreht und kein Moment mehr an ihm anliegt. Es liegen nun zwei Betriebsmodi vor:

- $M_A > M_E$ : Trilokwandler funktioniert wie einfacher Wandler. Freilauf setzt das Leitrad gehäusefest.

- $M_A = M_E$ : Freilauf löst ab dem Kupplungspunkt  $n_A/n_E \approx 0.9$  und Leitrad dreht mit. Der Wandler befindet sich im Kupplungsbetrieb nach Föttinger.

Im Kupplungsbetrieb kann dann Pumpe und Turbine über eine **Wandlerschaltkupplung** (WSK) starr miteinander verbunden werden, damit keine Verluste durch Schlupf während stationärer Fahrt auftreten. Torisonsdämpferfedern analog die einer mechanischen Trockenkupplung sorgen für Filterung unerwünschter Drehmomentschwingungen des Verbrennungsmotors. Diese müssen die bei geschalteter Kupplung fehlende Dämpferwirkung des Öles ersetzen. Sie ist also nur beim Anfahren geöffnet, wenn der Schlupf wegen der Drehmomenterhöhung gewünscht ist. Im Wandler-Kennfeld gleicht ab einem Schlupf von 10% der Verlauf von Wirkungsgrad und Drehmomentverhältnis Eingang-Ausgang also dem Verlauf der Kennlinien einer Strömungskupplung. Wenn wir die Wandlerschaltkupplung im Dauerbetriebspunkt nicht schließen, fahren wir mit einem Schlupf von ca.  $s = 0.98$ .

Hydrodynamische Wandler unterliegen keinerlei Verschleißerscheinungen, da keine Gleitreibung wie bei einer Trockenkupplung. Bei kleinen Motorendrehzahlen ist das Moment, das übertragen werden kann, nur sehr klein. Ein Abwürgen des Motors, wenn die Abtriebsdrehzahl gegen 0 geht und die Radwiderstände gleichzeitig ein großes Gegenmoment an der Abtriebswelle aufbauen, ist nicht möglich. Sie sind natürlich teurer als einfache Reibkupplungen. Anschieben ist ohne zusätzlichen technischen Aufwand nicht möglich.

### 3.3 Halbautomaten

Wir verknüpfen nun ein Getriebetyp und einen Kupplungstyp zu einem Gesamtsystem, welches wir auch Getriebe nennen. Aus dem Kontext geht hervor, ob Kupplung und Übersetzung zusammen gemeint ist oder nicht. Manuelle Schaltgetriebe erfordern die manuelle Lasttrennung und die manuelle Getriebestufenwahl seitens des Fahrers. Dafür wird bei einem Halbautomaten die mechanische Reibkupplung zusammen mit einem Standgetriebe (Vorgelegegetriebe) verwendet. Halbautomatische Getriebe dagegen bestehen aus einer automatisierten Reibkupplung mit einer Stellmotorbetätigung, die das Anfahren und die Lasttrennung übernimmt. Wahl der Gangstufe erfolgt nach wie vor mechanisch durch den Fahrer. Er wählt also nur noch Zeitpunkt und die Richtung des Gangstufenwechsels. Schaltmuffe bzw. Schaltstange kann auch über eine Stellmotor selbsttätig verstellbar sein. Dann keine mechanische Verbindung mehr.

Wichtig ist dann auch dass automatisch das Gas zurück genommen wird. Des Weiteren kann der Anfahrvorgang langsam oder schnell ausgeführt werden. Das System soll je nach Gaspedalstellung entscheiden. Dafür benötigt man zusätzlich Drosselklappensensoren und -aktoren sowie Motordrehzahlsensoren und Tachosensoren (Raddrehzahlgeber). Ein intelligenter Aktor mit Steuerelektronik und Geberzylinder kann hydraulisch (PKW) oder pneumatisch (NKW) Gangstufenwechsel einleiten und Kupplungsausrücker betätigen.

Echte Halbautomaten gibt es selten. Es sind Vollautomaten in halbautomatischem Modus. Grund: Wenn man einen echten Halbautomaten gebaut hat, ist der Schritt zu einem Vollautomaten nicht mehr weit. Der Wirkungsgrad ist allerdings sehr gut, Verluste nur durch zusätzliche Hydraulik.

Weiter ist die Steuerelektronik bei der Automatisierung von Reibkupplung und einem Vorlegegetriebe sehr aufwendig. Was ein Trilokwandler bei Vollautomaten naturgemäß toleriert, muss hier mit einer elektronischen Steuerung geregelt werden. Das Gas muss automatisch weggenommen werden bei Gangwechsel. Bei Drehmomentspitzen muss Kupplung gezielt Schlupf zulassen.

## 3.4 Vollautomaten

Bei Vollautomaten passiert zusätzlich zur automatischen Lasttrennung und dem selbsttätigen Anfahren die Wahl des Zeitpunktes und der Zielstufe eines Gangwechsels automatisch. Der Fahrer muss nur noch Gas geben und Bremsen. Angefahren *und* geschaltet wird automatisch.

### 3.4.1 Vollautomatisches Planetengetriebe

Ein Vollautomat wird heute üblicherweise mit einem Trilokwandler als Anfahrerelement, einer Wandlerschaltkupplung für die stationäre Fahrt sowie Planetensätzen als Übersetzungsgetriebe ausgeführt. Lasttrennung ist keine erforderlich, da Kraftschlüssig im Planetengetriebe mit Bremsen und Kupplungen geschaltet wird. Dafür ist der Wirkungsgrad von einem Planetengetriebe schlechter ( $\eta = 0,8$  bis  $\eta = 0,9$ ) als von einem einfachen Handschaltgetriebe ( $\eta = 0,95$ ) durch die Öldruckflüsse, der Reibung durch mehr Bauteile und den vielen Kupplungen und Bremsen.

Das elektronische Steuergerät erhält eine Vielzahl von Sensordaten und regelt auf dessen Grundlage die Schaltvorgänge. ABS- und Motorsteuergerät sind angebunden. Drosselklappenstellung und -stellgeschwindigkeit sowie die Drehzahl ist wichtig für den Schaltzeitpunkt, die Schaltdauer und die Schaltstufe (will der Fahrer sportlich fahren?). Der Querbeschleunigungssensor des ESP ist angebunden, damit das Schalten in der Kurve unterdrückt wird und ungünstige Lastwechsel instabile Fahrzustände hervorrufen. Früher wurde die Entscheidung ob hoch oder heruntergeschaltet wird rein hydraulisch getroffen durch zwei Kolben in einem Zylinder. Abhängig war dies nur von der Motorbelastung (steigt sie bei gleicher Geschwindigkeit, dann herunterschalten) und gegenläufig der Fahrgeschwindigkeit (steigt sie bei gleicher Motorbelastung dann hochschalten).

An dem Fahrzustandsdiagramm eines Fahrzeuges mit einem Trilok-Vollautomaten sieht man schön, dass der erste Gang durch die Drehmomentüberhöhung des vorgeschalteten hydrodynamischen Wandlers ersetzt wird.

## 3.4.2 Vollautomatisches Vorgelegegetriebe

### Einfach oder mit Servokupplung

Ein einfaches vollautomatisches Standgetriebe erhält man, indem man ein halbautomatisches mit hydraulischer Schaltgabelbetätigung durch eine automatische Ermittlung der Schaltzeiten und Schaltgänge erweitert. Es liegt also Sperrsynchrisation und Trockenkupplung vor. Wegen optimierter Schaltpunkte (kann der Mensch nicht immer gut treffen) ist der Wirkungsgrad sogar etwas besser als bei einem Halbautomaten mit Vorgelege. Der Automat ist preisgünstiger als ein Planetengetriebe, dafür wird beim Schalten natürlich die Zugkraft unterbrochen.

Bei vollautomatischen Vorgelegegetrieben mit einer Servokupplung werden die Synchronringe durch große Servo-Lamellenkupplungen ersetzt und die Reibbremse durch einen Trilok-Wandler. Durch die Kupplungen ist keine Zugkraftunterbrechung beim Schalten mehr nötig, die jetzt ja Kraftschlüssig und nicht Formschlüssig in der Klauenkupplung geschieht. Der Trilok-Wandler sorgt für eine Drehmomenterhöhung beim Anfahren. Hier ist der Wirkungsgrad aber genau so schlecht wie Planetengetrieben. Sie können nicht so viel Drehmoment übertragen wie ein Planetensatz, da die Lamellenkupplungen auf kleinerem Umfang greifen (die parallele Abtriebswelle/Vorgelegewelle ist im Weg). Dieses Getriebe baut größer wegen der Vorgelegewelle. Sie sind aber etwas günstiger.

Die Strömungskupplung kann hier eingesetzt werden, da keine Lasttrennung notwendig ist. Sie kann damit den ersten Gang ersetzen und wirkt als guter Dämpfer für torsive Schwingungen aus dem Hubkolbenmotor.

### Doppelkupplungsgetriebe

Ein Doppelkupplungsgetriebe verbindet den guten Wirkungsgrad mechanischer Standgetriebe mit dem Vorteil einer unter Last schaltbaren Übersetzung. Es verfügt über zwei Kupplungen die jeweils für bestimmte Schaltstufen zuständig sind sowie (im Prinzip) zwei voneinander getrennte sperrsynchrisierten Standgetriebe. Jedes bekommt seine eigene Reibkupplung und beide Greifen in den Abtrieb ein. Damit ist ein Schalten ohne Zugkraftunterbrechung möglich, da die eine Klauenkupplung des festzusetzenden Stirnrades schon geschaltet sein kann während die andere noch aktiv ist. Sie sind in der Regel ineinander Verschachtelt über Hohlwellen-Anordnungen. Ein Teilgetriebe ist für die geraden Schaltstufen zuständig, eins für die ungeraden Schaltstufen.

Probleme gibt es, wenn man zwei Gänge zurück schalten möchte. Dies geht nicht in einem Schritt. Man muss den Umweg über die Welle des anderen Teilgetriebes gehen und erst den Gang, der dazwischen liegt, kurz einkuppeln. Drei Gänge zurück oder vor schalten funktioniert wiederum.

Der Wirkungsgrad ist nur geringfügig schlechter als der eines üblichen Handschaltgetriebes. Grund dafür sind ein wenig mehr rotierende Teile sowie die hydraulischen Stellglieder. Schal-

trucken ist bei diesem vollautomatischen Getriebe komplett vermeidbar. Das verbessert die Fahrdynamik, da Längskräfte bei Vortrieb an den Rädern nicht abreißen.

Bei Doppelkupplungsgetrieben werden oft nasse Kupplungen verwendet. Das sind Reibungskupplungen mit Lamellenpaketen, die in Öl gelagert sind. Das ist zum einen wegen der Wärmeabfuhr nötig. Zum anderen unterliegen sie einem geringeren Verschleiss als eine trockene Kupplung. Sie werden viel öfter geschaltet als eine Anfahrkupplung.

Ein Vorteil von Doppelkupplungsgetrieben gegenüber Planeten-Vollautomaten ist, dass bei einer Doppelkupplung lediglich die elektronische Steuerung angepasst werden muss, um ein anderes Anfahr- oder Kuppelverhalten auszulösen. Sie kann für verschiedene Fahrmodi im selben Fahrzeug eingesetzt werden oder in unterschiedlichen Fahrzeugen mit anderer Grundeinstellung. Ein agileres Fahren ist damit möglich, da sich das Kuppelverhalten auf den Motor dynamisch ausrichten lässt. Beim Trilok-Wandler wird dagegen während des Anfahrens die Motordrehzahl im Keller gehalten, er ist nicht anpassbar.

### 3.4.3 Stufenlose Automaten

Stufenlose Getriebe (CVT) in Form von Umschlingungsgetrieben (Variatoren) sind per se vollautomatisch. Eine manuelle Gangwahl oder das manuelle Anfahren würde hier keinen Sinn ergeben. Da der Motor bei Drehzahl Null kein Moment abgeben kann und die Anfahrwiderstände sehr hoch sind, benötigen wir im Antriebsstrang von dem Umschlingungsgetriebe noch eine Anfahrkupplung. Dies kann durch einen Trilokwandler oder eine automatische Trockenkupplung geschehen.

Bei einem **Trilokwandler** ist die Kennlinie konstruktiv festgelegt: Das Verhältnis der Drehmomente am Ausgang und am Eingang (und damit das Wandlerverhalten, das Wandlermoment) ist abhängig von dem Verhältnis der Drehzahlen am Eingang und am Ausgang. Eine elektronische Regelung ist nicht möglich. Dafür hat man die Drehmomenterhöhung bei geringer Drehzahl am Abtrieb, keine Verschleiß und gute Torsionsschwingungsdämpfung.

Mit einer **automatischen Reibkupplung** dagegen besteht die Möglichkeit, die Kupplungsdauer lastabhängig zu regeln und verschiedene Anfahrcharakteristiken umzusetzen. Eine Drehzahlregelung mit  $M_A/M_E = 1$  ist möglich. Ein Ölbad sorgt für die Verschleißfreiheit und die Kühlung. Dies ermöglicht dann auch ein andauerndes Reiben der Kupplung im Stillstand, dass das Fahrzeug schon beim allmählichen Lösen der Betriebsbremse Vortrieb erfährt. Das typische Kriechverhalten eines einfachen Wandlers oder des Trilok-Wandlers wird simuliert.

Man hat keine starre Verbindung zwischen Drosselklappe und Gaspedal und es wird somit **elektronisch geregelt**. Bei einem stufenlose Getriebe kann man nämlich besonders gut eine bestimmte Leistung durch Momenterhöhung oder durch Drehzahlerhöhung erreichen. Wenn wir zum Beispiel das Gaspedal weit durchtreten und damit dem Fahrzeug mitteilen, dass wir zu dem Betriebspunkt der Nennleistung gelangen wollen, kann die Elektronik dies durch die zwei Parameter sportlich oder ökonomisch erreichen. Bei der ökonomischen Regelung wird das Moment des Motors fast bis zum Maximum erhöht bei niedriger Drehzahl (Bereich

$b_{e,\min}$ ), erst dann wird die Übersetzung des Variators langsam gegen Übersetzung eingestellt. Dies kann sogar so geschehen, dass das Fahrzeug beschleunigt, die Drehzahl des Motors jedoch konstant bleibt. Bei der sportlichen Kennlinie bleibt das Moment auf niedrigem Niveau und die Leistungserhöhung wird über Verringerung der Übersetzung erreicht. Damit reagiert das Fahrzeug auf Gaspedalstellungen viel schneller, weil die Drosselklappenstellung schneller verändert werden kann als die Übersetzung des Variators. Wenn maximale Leistung abgerufen werden soll, wird der Variator in der Art geregelt, dass sich die Motordrehzahl auf der Nenndrehzahl hält ( $p_{me}$  am größten).

Der **Wirkungsgrad** ist in etwa so hoch wie bei einem Planetenautomaten. Wir brauchen hier nämlich ebenso viel Leistung durch Öldruckströmungen (Hydraulik) für die automatische Reibkupplung (falls eingebaut) und der CVT-Verstellung durch die Kegel/Scheibenräder sowie die CVT-Anpresskraft. Sie wird durch den mechanischen Sensor ja drehmomentabhängig geregelt. Der Wirkungsgrad ist trotzdem bei höchstem Moment auch am größten und liegt dort etwa bei  $\eta = 0,8$ .

Hier ist noch mehr ein ruckfreier Schaltvorgang als bei einem Planetenautomaten gegeben. Die stufenlose Übersetzung sorgt für geringeren Verbrauch und besseren Wirkungsgrad des Gesamtsystemes Motor-Getriebe. Die Getriebespreizung ist auch etwas höher als bei einem Planetenautomaten. Das ist gut, da man mit großer Drehzahl anfahren kann und beim Anfahren viel Moment und gleichzeitig bei der Autobahnfahrt niedrige Drehzahl ermöglichen kann. Insgesamt haben wir eine bessere Beschleunigung und eine höhere Spreizung von ca. 10%. Das Verhältnis von der größten zur kleinsten Übersetzung ist am größten über alle Getriebetypen hinweg. Bei Standgetrieben zum Beispiel muss man die Drehzahlsprünge beachten. Nicht-koaxialer An- und Abtrieb begründet eine Eignung für den Vorderachsantrieb mit Frontmotor.

**Kraftstoffverbrauch** eines Fahrzeuges mit CVT-Getriebe verbessert sich bei Stadt- und Landfahrt (also bei häufig wechselnden Geschwindigkeiten) im Vergleich zu einem Planetenautomaten und einem Standgetriebe um bis zu 10%. Der Rückwärtsgang wird über eine zusätzliche Zahnradstufe in Form von Planetenwendesatz realisiert.



# Kapitel 4

## Leistungsübertragung und -verteilung

Die Leistung um Vortrieb für die Beschleunigung unseres Fahrzeuges zu erzeugen, generieren wir mit der Antriebsmaschine aus mitgeführter Energie anderer Form als der mechanischen. Durch ein meist an die Antriebsmaschine angeflanshtes Getriebe haben wir die Möglichkeit, diese Leistung durch unterschiedliche Drehzahlen und individuelle Antriebskraft dar zu stellen. Diese Antriebskraft die bei einer bestimmten Drehzahl als Drehmoment am Getriebeausgang anliegt muss nun an die Antriebsräder geführt werden, um die erzeugte Leistung auf die Straße bringen zu können. Dies erfolgt durch Wellen und Wellengelenke. Ein nachgeschaltetes Differential kann dafür sorgen, dass an rechtem und linkem Rad das Drehmoment gleich verteilt wird trotz zugelassenen Drehzahlunterschieden. Wieder Gelenkwellen, genannt Antriebswellen, führen die Leistung von den beiden Differentialabtrieben zu den Radnaben der Radträger.

Wenn das Fahrzeug mit einem Frontmotor ausgestattet ist und die Hinterachse (auch) angetrieben werden soll (oder es über einen Heckmotor verfügt und zusätzlich die Vorderachse anzutreiben ist) ist eine Welle mit Gelenken nötig. Sie heisst dann Kardanwelle. Vom Differential zu den Rädern nennt man sie Antriebswelle oder Achswelle. Längenausgleich wird durch translatorische Schiebeelemente erreicht, Winkelbeweglichkeit durch Gelenke.

### 4.1 Wellen und Wellengelenke

#### 4.1.1 Wellen

Kritisch bei langen Fahrzeugen mit langen Kardanwellen sind die Biegeschwingungen, die sich bei Anregung einstellen können und im Resonanzfall auch sehr hoch werden können. Die theoretische Resonanzdrehzahl

$$n_{max} = 0.8 \cdot n_{th} = 0.8 \cdot 1.22 \cdot 10^7 \cdot \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{l^2}$$

darf *nicht* erreicht werden. Es sind also große Durchmesser und kurze Längen günstig. Der Faktor von 0.8 ist wegen der Massenveränderung durch Gelenke und Schiebeteile. Neben dieser Auslegung nach dem Schwingungsverhalten der Kardanhohlwelle ist auch die Auslegung nach der Torsionssteifheit. Hier wird zum maximalen Drehmoment in der ersten Gangstufe bis zu 100% beaufschlagt für Stöße und Ungleichförmigkeiten. Falls das Material und die Form nicht zu einer Resonanzdrehzahl führt, die hoch genug ist, kann die Welle auch zwischengelagert werden.

## 4.1.2 Wellengelenke

Der Antriebsstrang erfordert Winkelbeweglichkeit. Bei den Antriebswellen zum Beispiel wegen Einfedervorgängen der Radträger oder bei der Kardanwelle wegen nicht koaxial liegendem Differentialeingang und Getriebeausgang oder Schwingungsdeformierungen der selbsttragenden Karosserie. Die Momentenübertragung kann dabei je nach Gelenktyp

- drehelastisch oder drehstarr,
- längsverschiebbar oder längsstarr,
- gleichförmig oder ungleichförmig

erfolgen. So muss die Antriebswelle einer getriebenen Vorderachse in der Lage sein, Momente längsverschiebbar und gleichförmig an die Räder zu bringen. Die Kraftübertragung darf durch Lenkbewegungen und Einfedervorgänge nicht gestört werden.

### Einfaches Kreuzgelenk

Ein einfaches Kreuzgelenk ist drehstarr (das heisst keine Gummielemente, die eine Verdrehung zulassen), ungleichförmig (Winkelgeschwindigkeitsfehler) und längsstarr (keine translatorischen Schiebeelemente. Hier ist die Antriebsdrehzahl nur im Mittel gleich der Abtriebsdrehzahl. Ein Drehmoment kann damit um die Ecke geleitet werden. Der auf einer art Gabel drehbar gelagerte Bolzen der Eingangswelle bildet ein festes Kreuz mit dem drehbar gelagerten Bolzen der Ausgangswelle. Verdrehwinkel  $\alpha_1$  und Winkelgeschwindigkeit  $\omega_1$  der Eingangswelle sowie  $\alpha_2$  und  $\omega_2$  der Ausgangswelle sind gegeben. Der Beugewinkel  $\phi$  gibt den Winkel der Ausgangswelle relativ zur gedachten Verlängerung der Eingangswelle an.

Der **Kardanfehler** bedeutet, dass sich zum Beispiel die Antriebswelle um einen bestimmten Winkel weiterdreht, trotz Drehstarre die Abtriebswelle jedoch nicht den gleichen Drehwinkel erfährt. Die Welle läuft allerdings natürlich nicht immer nach, sondern eilt auch vor – immer im Wechsel. Eine Schwingung ist überlagert. Der Kardanfehler hängt vom Verdrehwinkel ab. Bei gegebenem Beugewinkel  $\phi$  und aktuellem Verdrehwinkel der Antriebswelle  $\alpha_1$ , hängt die Winkelgeschwindigkeit der Ausgangswelle wie folgt von derjenigen der Eingangswelle ab:

$$\omega_2 = \frac{\cos \phi}{1 - \sin^2 \alpha_1 \cdot \sin^2 \phi} \cdot \omega_1$$

Das heisst für konstante Drehgeschwindigkeit am Antrieb ist die Drehgeschwindigkeit am Abtrieb nicht konstant. Bei  $\alpha_1 = 0^\circ$  hat die Abtriebswelle die kleinste Winkelgeschwindigkeit  $\omega_{2\min}$  und bei  $\alpha_1 = 90^\circ$  die grösste  $\omega_{2\max}$ . Der Winkelgeschwindigkeitsfehler und damit die Ungleichförmigkeit ist dann gegeben durch:

$$U = \frac{\omega_{2\max} - \omega_{2\min}}{\omega_1} = \sin \theta \cdot \tan \phi$$

Das ist also ein Maß für die Abweichung  $\Delta\omega$  vom Mittelwert  $\omega_1$ . Der Fehler schwankt doppelt so schnell wie die Eingangswellendrehzahl. Das heisst wenn sich die Eingangswelle um  $360^\circ$  dreht, war die Ausgangswelle zwei mal schneller und zwei mal langsamer. Der Fehler tritt insgesamt zwei mal auf. Die Ungleichförmigkeit bezieht sich auf die Winkelgeschwindigkeiten. Der Kardanfehler dagegen bezieht sich auf den Verdrehwinkelunterschied und ist:

$$\tan(\alpha_1 - \alpha_2) = \frac{\sin 2\alpha_1}{\cot^2(\frac{1}{2}\phi) - \cos 2\alpha_1}$$

Für die Drehmomentübertragung bedeutet der Kardanfehler natürlich auch eine Schwankung. Wenn man Wirkungsgrad  $\eta = 1$  annimmt erhält man durch  $N_E = N_A$ :

$$M_2 = \frac{\omega_1}{\omega_2} \cdot M_1$$

Diese Drehmomentschwankungen führen durch die Winkelbeschleunigung  $\dot{\omega}_2$  sowie durch die Trägheitsmomente der Welle zu periodisch veränderlichen, torsiven Biegemomenten und belasten die Wellen und die Lagerungen. Der Kardanfehler muss also möglichst klein gehalten werden.

Durch die Verwendung von **zwei Gelenken** und einer Zwischenwelle zwischen Antriebs- und Abtriebswelle kann der Kardanfehler an der Ausgangswelle gegenüber der Eingangswelle aufgehoben werden. Die Drehmomentübertragung zwischen zwei parallelen, nicht fluchtenden Wellen ist damit ohne periodische Schwankung möglich. Man unterscheidet dafür die W-Anordnung und die Z-Anordnung. Bei beiden müssen drei Bedingungen erfüllt sein:

- Der Beugungswinkel der beiden Gelenke muss gleich sein:  $\phi_1 = \phi_2$
- Alle drei Wellen 1,2 und 3 müssen sich in einer Ebene befinden.
- Die Bolzen der Zwischenwelle müssen in der gleichen Ebene liegen

Falls die Bolzen der Zwischenwelle um  $90^\circ$  versetzt sind (zum Beispiel weil ein Translationsgelenk falsch zusammengesteckt wurde), verdoppelt sich der Kardanfehler an der Ausgangswelle und während einer viertel Umdrehung der Eingangswelle dreht sich die Ausgangswelle ein mal schneller und ein mal langsamer.

Der **Beugungswinkel**  $\phi$  eines Kreuzgelenkes sollte idealerweise zwischen  $5^\circ$  und  $7^\circ$  liegen.  $0^\circ$  ist wegen großer Reibung und damit schlechtem Wirkungsgrad auch ungünstig. Daher werden wegen der unter Umständen großen Beugewinkel für Antriebswellen (Achswellen) eher Gleichlaufgelenke oder Doppelgelenke verwendet.

## Doppelgelenk

Durch eine W-Anordnung mit kurzer Zwischenwelle kann der resultierende Beugewinkel vergrößert werden. Damit erhält man als Maximalbeugewinkel  $\phi = 40^\circ$ . Für Lenkwinkel angetriebener Vorderräder ist das ausreichend. Beim Einfedern *und* Lenken ist der Kardanfehler im Allgemeinen aber vorhanden. Der Gleichlauf zwischen An- und Abtrieb ist hier nur ein Sonderfall. Um Nfz-Bau üblich wegen den hohen übertragbaren Momenten, im Pkw-Bau wegen dem hohen Gewicht unüblich. Verwende hier Gleichlaufgelenke:

## Gleichlaufgelenk

Heute Standard im Pkw-Bau zwischen Differenzial und Rad sind die Gleichlaufgelenke. Die Wellen sind Drehstarr in Kugeln gelagert. Damit keine Gleichlaufstörungen, da sich die Kugeln immer in der Symmetrieebene des Beugewinkels zwischen An- und Abtrieb befinden. Beugewinkel können bei bis zu  $40^\circ$  liegen. Mit einer translatorischen Schiebebewegung integriert bis zu  $20^\circ$ .

## Sonderbauformen

Beugewinkel bis zu  $\phi = 3^\circ$  werden von Gummischeiben zugelassen, die in eine Welle integriert sind. Gleichlauf ist besser als bei Kreuzgelenken. Allerdings entwickeln sie durch die innere Reibung des Elastomers (Gummidämpfung) Wärme.

## 4.2 Differenziale

Differenziale haben die Aufgabe, unterschiedliche Drehzahl bei konstanter Drehmomentverteilung zuzulassen. Man unterscheidet die Treibachsdifferenziale und die Verteilerdifferenziale. Insbesondere bei Kurvenfahrt wollen die beiden Räder einer Achse nicht mit der gleichen Geschwindigkeit rotieren. Hier kommt ersteres zum Einsatz. Wenn man die Drehzahldifferenz nicht zulassen würde, würde es zu Verspannungen in Wellen oder ungewollt großem Schlupf zwischen Reifen und Fahrbahn kommen. Vorzeitiger Verschleiß und instabile Fahrzustände sind die Folge. Verteilerdifferenziale finden ihre Anwendung zwischen Vorder- und Hinterachse bei Allradantrieben. Im Gegensatz zu Treibachsdifferenzialen, wo das Momentenverhältnis konstant 1 ist, kann bei Verteilerdifferenzialen das Verhältnis auch kleiner oder größer 1 eingestellt werden.

Bei einer Kurvenfahrt fährt die Vorderachse auf einem größeren Radius als die Hinterachse. Die Kurveninneren Räder laufen auf einem kleineren Abrollradius als die kurvenäußeren. Damit ist die Winkelgeschwindigkeit der kurveninneren Räder größer als diejenige der kurvenäußeren und die Winkelgeschwindigkeit der Hinterachse größer als diejenige der Vorderachse.

### 4.2.1 Treibachsdifferenziale

Bei Treibachsdifferenzialen zwischen den beiden Rädern einer Achse (angetrieben durch Kardanwelle oder direkt an die Abtriebswelle des Getriebes angebunden) wird auf das linke Rad das gleiche Moment geleitet wie auf das rechte:

$$\frac{M_1}{M_2} = 1$$

Unterschiedliche Momente auf das rechte und das linke zu leiten würde keinen Sinn ergeben. Das Fahrzeug würde schiefziehen. Gründe für  $\Delta n$  könnten sein: Kurvenfahrt (Abrollwege der Reifen verschieden), Fertigungstoleranzen, Luftdruck, Belastung, Querschleunigung (dynamischer Reifenradius verschieden). Als Lösung für dieses Problem werden Planetenrad-Ausgleichsgetriebe verwandt.

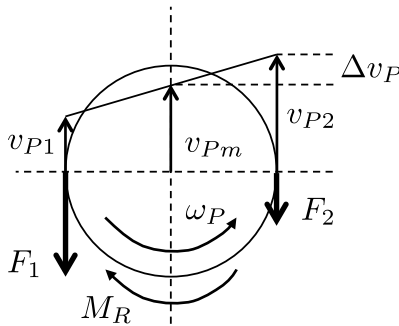
Ein Treibachsdifferential ist ein Zweisteg-Planetengetriebe, ausgeführt mit Kegelrädern, die jeweils im rechten Winkel kämmen. Die Kardanwelle oder der Abtrieb des Stufengetriebes treibt über eine Kegelradverzahnung das große **Tellerrad** an, welches das umlaufende Ausgleichsgehäuse und damit die beiden Stege komplett rotieren lässt. In jedem Steg ist drehbar ein Planet (**Ausgleichswellenrad**) mit einer Nabe verbunden. Die (gegenüberliegenden) Planeten kämmen per Kegelverzahnung beide mit den Sonnen (**Achswellenrad**). Von diesen Achswellenrädern gehen jeweils die Achswellen (Antriebswellen) nach links und rechts weg.

Wenn die Räder beider Achsseiten mit der gleichen Geschwindigkeit drehen, sind die Ausgleichsräder (die Planeten) in Ruhe und rotieren selber nicht, sondern nur um die Rotationsachse der Antriebswellen. Sie werden durch das Tellerrad, dem gesamten Gehäuse und damit den Stegen mitgenommen. Das rechte kann sich gegenüber dem linken Rad nun verdrehen, indem sich das rechte Sonnenrad (Achswellenrad) gegenüber dem linken verdreht. Die Planeten lassen diese Verdrehung zu und übertragen trotzdem das Moment in gleicher Weise. Das Drehmoment wird also durch die Planeten gleichmäßig auf die Sonne rechts und die Sonne links aufgeteilt. Da das Planetenrad (Ausgleichsrad) sich drehen kann, sind jedoch unterschiedliche Drehzahlen möglich.

Konstruktionsbedingt sind die Kräfte (durch das Umlaufgehäuse/dem Steg in die kurze Ausgleichswelle und damit auf das Ausgleichsrad/Planetenrad eingeleitet), die auf beiden Seiten eines jeden Planetenrades auf die Sonnenräder wirken, gleich. Damit wirken auf die beiden Sonnenräder (Antriebsräder) stets gleiche Umfangskräfte. Daraus folgt die Momentengleichheit zwischen den Antriebsrädern. Bestünde sie nicht, würde das Fahrzeug schiefziehen.

Daraus folgt aber direkt, dass wenn bei einem Rad der Kraftschlusskoeffizient gegen 0 geht, das auf das andere Rad übertragbare Moment auch gegen 0 geht. Es kann sich im Differenzial nicht mehr an dem Gegenmoment in der Sonne durch einen haftenden Reifen abstützen. Die Drehzahl geht gegen die doppelte derjenigen eines Gleichlaufs. Ein Anfahren wäre so mit einem Rad auf einer Eisfläche unmöglich. Die maximale Antriebskraft an den Rädern ist durch den kleineren Haftbeiwert der beiden Räder begrenzt. Ein wenig Reibung in der Lagerung

der Ausgleichs- und Sonnenräder sorgt dafür, dass sich doch etwas Moment abstützen kann. Anfahren ist bei einer Seite Eis etwas besser möglich.



Das Bild zeigt ein Ausgleichsrad mit der Geschwindigkeit, die es um die Welle beschreibt (durch die Stege eingeleitet)  $v_{Pm}$  und den Umfangsgeschwindigkeiten  $v_{P1}$  und  $v_{P2}$ , der Sonnenräder sowie der Umfangsgeschwindigkeit  $\Delta v_P$  des Planetenrades selber. Ausserdem eingezeichnet sind die Umfangskräfte, die als Drehmomente  $M_1, M_2$  an die Abtriebsseiten weitergeleitet werden. Es ist damit

$$\omega_P = \frac{\Delta v_P}{r_P}$$

Treibachsdifferenziale können als Kegelradgetriebe, Stirnradgetriebe (bauen axial kompakter) oder Schneckenradgetriebe (Torsendifferenzial mit Selbstsperrung) konstruiert werden. Das Antriebsrad (Sonnenrad) wird auch Treibrad genannt.

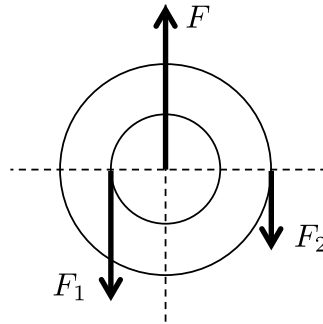
## 4.2.2 Verteilerdifferenziale

Auch zwischen Vorder- und Hinterachse können Drehzahlunterschiede bestehen. Die Abrollwege sind bei einer Kurvenfahrt verschieden. Fertigungstoleranzen, Luftdruck der Räder und Belastungen können sich auf den dynamischen Reifenradius auswirken und damit auch auf die gesamte Achse. Zusätzlich zur Toleranz von  $\Delta n = n_{VA} - n_{HA}$  wird bei einem allradgetriebenen Fahrzeug oft auch gewünscht, die Momentenanteile des Motors, die auf die Hinterachse und auf die Vorderachse abfallen unterschiedlich voneinander einzustellen:

$$\frac{M_1}{M_2} = \text{const.}$$

Beispielsweise sind für ein eher untersteuerndes Fahrzeug 60% auf der Hinterachse und 40% des Antriebsmomentes auf der Vorderachse günstig, solange die Haftgrenze nicht erreicht ist. Diese Verteilung ist allerdings konstruktiv festgelegt.

Die Antriebsmomentenverteilung wird bei Pkw oft 1:1 vorgenommen. Somit kann ein einfaches Treibachsdifferenzial verwendet werden. Bei Nkw allerdings ist wegen der großen Unterschiede der statischen Achslasten in beladenem und unbeladenem Zustand oft ein höheres Moment an der Hinterachse erwünscht, damit die Vorderachse später durchdreht. Erreiche dieses feste Momentenverhältnis durch unterschiedliche Hebelarme Planeten-Sonne (Ausgleichsrad-Antriebsrad). Wähle unterschiedliche große Sonnenräder und **unterschiedlich große Planetenräder** und lege die Planeten gegenseitig fest. Die Planeten:



Momenten- und Kräftegleichgewicht liefert, dass die Kraft  $F$ , die von dem Steg angreift gleich der Summe der Kraft  $F_1$  am kleinen Planeten und derjenigen  $F_2$  am großen Planeten sein muss sowie dass für die Momente an den Planeten gilt:

$$\frac{M_1}{M_2} = \frac{r_2}{r_1}$$

Beachte hier, dass die Sonnenräder größere Durchmesser als die Planeten haben. Damit ist  $F_1$  und  $F_2$  noch nicht die Umfangskraft, die an den Achsen ankommt. Die Radien  $r_{S1}$  und  $r_{S2}$  müssen berücksichtigt werden und sind die Hebelarme für das Momentenverhältnis an den Achsen:

$$\frac{M_1}{M_2} = \frac{F_1 \cdot r_{S1}}{F_2 \cdot r_{S2}} = \frac{r_{P2} \cdot r_{S1}}{r_{P2} \cdot r_{S2}} = \frac{\tan \beta}{\tan \alpha}$$

Wobei  $\alpha < \beta$  die Winkel der Kegelverzahnung der Planeten sind. Diese müssen sich unterscheiden, sonst ist das Verhältnis 1.

Beachte auch, dass man voneinander unterschiedliche Planetengeschwindigkeiten  $v_{Pm1}$  und  $v_{Pm2}$  um die Achse hat. Es gilt für  $i = 1, 2$

$$\Delta v_{Pi} = r_{Pi} \cdot \omega_P$$

Ein Verteilerdifferenzial kann auch mit **gleich großen Planeten** an den Ecken der Stege realisiert werden. Dort sind die Planetenumfangskräfte  $F_1$  und  $F_2$  wieder gleich. Unterschiedlich jedoch sind die Hebelarme  $r_{S1}$  und  $r_{S2}$  der Sonnen. Hier ist das Verhältnis der Momente gegeben durch:

$$\frac{M_1}{M_2} = \frac{F_1 \cdot r_{S1}}{F_2 \cdot r_{S2}} = \frac{r_{S1}}{r_{S2}}$$

### 4.2.3 Sperrdifferenziale

Bei Sperrdifferenzialen bauen wir absichtlich Reibung ein um Wegausgleich zu verhindern. Das ist von Interesse, wenn das Vortriebsmoment nicht vom Motor, sondern von einem durchrutschenden Rad begrenzt wird. Mit einem Differenzial ohne Sperrwirkung bringt das andere Rad der Achse nicht mehr Antriebskraft auf die Straße als das durchrutschende, obwohl es das könnte von der zur Verfügung stehen Leistung. Ab der Selbstsperrung ist kein freier Ausgleich der Drehzahlen mehr möglich. Momente an den Achsen sind in einer gewissen Höhe garantiert:

- ohne Sperre:  $F_1 = F_2 = F(\mu_{\min})$
- mit Sperre:  $F_1 > F_2 \leq F(\mu_{\min})$

Die übertragbare Kraft eines Rades ist also nicht mehr durch das Rad welches die geringste Kraft übertragen kann beschränkt. Die Differenzkraft hängt ab von der Reibung im Differenzial. Man unterscheidet drei verschiedene Arten der Sperrung:

#### Teilselbstsperrung mit Kegelrädern

Bei einer Teilselbstsperrung ist  $\Delta F$  durch die Reibung im Differenzial begrenzt, und nicht durch  $\mu_{\max}$ . Wenn ein Rad auf Asphalt steht, und eins auf Eis, dann bekommt das Rad auf Asphalt zwar noch etwas Moment ab, lange aber nicht so viel wie es kraftschlüssig übertragen könnte. Im Planetenrad wirkt im Falle einer Ausgleichsbewegung ( $\omega_P \neq 0$ ) ein Reibmoment gegen  $\omega_P$ . Beim Treibachsdifferenzial ist dann mit einer gedachten Reibkraft  $R$ :

$$F_2 = F_1 + R, \quad M_R = R \cdot r_P, \quad M_2 = M_1 + M_R$$

Man darf diese Reibung natürlich auch nicht zu groß wählen, sonst droht extreme Lenkunwilligkeit bis hin zu Schiefziehen durch Giermoment wegen unterschiedlichen Antriebsmomenten auf den Seiten.

Der **Wirkungsgrad** eines solchen Teilsperredifferenzials ergibt sich zu:

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{N_{\text{nutz}}}{N_{\text{zu}}} = \frac{F_1 \cdot v_{P1} + F_2 \cdot v_{P2}}{F_P \cdot v_{Pm}} = \frac{(F_1 + F_2) \cdot v_{Pm} - (F_2 - F_1) \cdot \Delta v_{Pm}}{F_P \cdot v_{Pm}} \\ &= \frac{F_P \cdot v_{Pm} - R \cdot \Delta v_{pm}}{F_P \cdot v_{Pm}} = 1 - \frac{R}{F_P} \cdot \frac{\Delta v_P}{v_{Pm}} \end{aligned}$$

Das heisst wir führen die Leistung über das Tellerrad zu, die sich aus der Drehgeschwindigkeit des Planeten (mitgenommen durch das Umlaufgehäuse) um die Achse und der Kraft an diesen



ergibt. Verlustleistung ist die Reibkraft mit der Geschwindigkeit, mit der sich der Planet über die Reibfläche bewegt, gegeben durch die Drehzahldifferenz, dem Ausgleich.

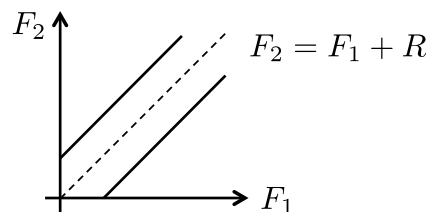
Beachte, dass wir einen Wirkungsgrad von  $\eta = 0$  erhalten, wenn zum einen die Reibkraft gleich der Kraft ist, mit der der Planet um die Welle gezogen wird und gleichzeitig die Differenzgeschwindigkeit der Sonnenräder (Achswellenräder) gleich derjenigen Geschwindigkeit ist, mit der der Planet seine Rotationsbewegung um die Achswelle beschreibt. Das heisst das gesamte Moment um den Steg (also das Antriebsmoment) wird in Reibwärme und damit Verlustleistung im Differenzialgetriebe umgesetzt. Dafür muss das eine Rad stehen ( $v_{P2} = 0$ ) und das andere Rad mit der doppelten Geschwindigkeit  $v_{P1} = 2 \cdot v_{Pm}$  bei  $\mu = 0$  und  $F_1 = 0$  durchdrehen. Es ist dann  $F_2 = R$ . Das ist der Fall, wenn gerade eine Anfahrprozess beginnt und das Fahrzeug noch im Stand ist.

Man sieht auch, dass mit  $R = 0$  oder  $\Delta v_P = 0$  der Wirkungsgrad  $\eta = 1$  ist. Das heisst das Planetenrad beschreibt keine Ausgleichsbewegung womit keine Reibung vorliegt. An beide Räder wird die gleiche Drehzahl und die gleiche Antriebskraft geleitet.

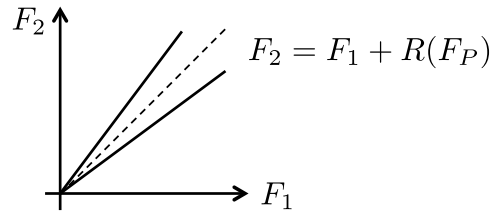
Der **Sperrwert**  $S$  ist ein Maß dafür, wie viel Reibung vorliegt, das heisst wie stark die Selbstsperrung ist. Sei  $F_2$  die größere der beiden Umfangskräfte bei voller Ausnutzung des Reibmomentes. Dann ist der Sperrwert definiert durch:

$$S = \frac{F_2 - F_1}{F_2} \cdot 100\%$$

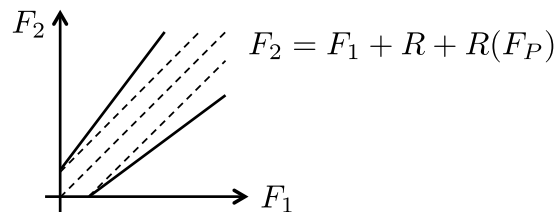
Viel Reibung im Differenzial ist für das Anfahren mit unterschiedlichen Fahrbahnbeschaffenheiten auf den beiden Achsseiten gut. Schlecht ist es allerdings für die Kurvenfahrt. Ein Wegausgleich zwischen den beiden Rädern kann erst dann beginnen, wenn der Kraftunterschied (der durch die Reibwirkung beim teilselbstsperrenden Getriebe zustande kommt) zwischen rechtem und linkem Reifen genau der Reibkraft entspricht. Das heisst unter der Reibkraft läuft das kurveninnere Rad etwas zu schnell und das kurvenäußere etwas zu langsam. Verspannungen im Reifen, ein Giermoment und damit ein kurvenunwilliges Fahrzeug sind bei hohem Sperrwert die Folge:



Lösung dafür wäre eine teilselbstsperrendes Treibachsdifferenzial, welches die Reibkraft abhängig von der zugeführten Antriebskraft vom Getriebebestrang (also die Planetenumfangskraft  $F_P$ , die durch das Antriebsritzel auf das Tellerrad und damit an das Umlaufgehäuse, dem Steg weitergegeben wird) einstellt. Das heisst bei wenig Antriebskraft und eher einem freien Rollen in der Kurve findet keine bis wenig Sperrung und damit eher freier Wegausgleich statt wenn in der Kurve wenig Gas gegeben wird:



Falls ein Reifen beim Anfahren auf einer Eisfläche steht sind wir allerdings wieder bei  $F_1 = 0$  und damit ist  $F_2$ , die Kraft die das andere Rad in der Lage ist auf die Fahrbahn zu bringen, sehr klein. Gelöst wird das, indem man einen kleinen Grundanteil an konstanter Reibung hat, egal wie viel Antriebskraft eingeleitet wird und einen Anteil der davon abhängig ist:



Realisiert wird das dadurch, dass die Planetenräder in einer zusätzlichen Komponente gelagert werden, nicht direkt im Steg (dem Differenzialkorb/Umlaufgehäuse). In dem Differenzialkorb sind axial verschiebbare Druckringe angebracht (über Innenverzahnung und Außenverzahnung). Über diese Verzahnungen wird das Moment aus der Kardanwelle, welches durch das Antriebsritzeln auf das Tellerrad übergeben wird, in die Druckringe eingeleitet. Diese Druckringe weisen an ihrer Kontaktstellen eine Nut auf, in die die Ausgleichswelle, auf denen die Ausgleichsräder (Planeten) sitzen, gelagert ist. Hier wird das Moment an die Ausgleichswellen übergeben und verursacht  $F_P$ . An ein solchem Element wirkt dann  $\frac{1}{2} \cdot F_P$  auf die Schräge der Nut und die Druckringe werden nach aussen gedrückt gegen die Lamellenkupplung, die einen Reibschluss zwischen Differenzialkorb und Sonnenrädern herstellt und somit die Sperrwirkung erzeugt. Das ist der lastabhängige Sperranteil. Der dauernd wirkende Sperranteil von  $M_R$  wird durch Tellerfedern aufgebracht, die in den Lamellenpaketen mit eingehängt sind. Sie erzeugen ein wenig Reibung zwischen Sonnenrad und Umlaufgehäuse. Der Umlauf der Sonne im Gehäuse wird verhindert. Beim Differential nach BORG-WARNER sind die Sonnenräder axial verschiebbar und drücken lastabhängig (wegen Spreizkräfte der Kegelräder) gegen Konus-Reibkupplungen am Korb. Ein konstanter Reibanteil für  $M_R$  wird auch durch eine Feder erzeugt.

### Teilselbstsperrung mit Schneckenrädern

Hier wird das Prinzip eines lastabhängigen Reibmomentes für die Einschränkung der Sperrwirkung durch Selbsthemmung von Schneckenradgetrieben erreicht. Diese erzeugen bei Rotation der Schneckenwelle viel Reibung in der Gegenverzahnung des Schneckenrades. Das nennt sich dann auch Torsen (Torque Sensing). Drehmomentübertragung funktioniert nur

von Schnecke auf Schneckenrad, umgekehrt nicht. Das ist das Prinzip der **Selbsthemmung**. Die Aufgaben des Torsen-Differenzials sind die gleichen wie bei einem teilselbstsperrenden Differenzial aus Kegelrädern: Drehzahlausgleich und traktionsabhängige Momentenverteilung mit Grundverteilung 50:50.

Über die Steigung der Verzahnung der Schnecken kann man einstellen, wie stark die Selbsthemmung ausgeprägt sein soll, ob eine Vollsperrung oder eine Teilsperierung bei zu großem Wegausgleich wirken soll.

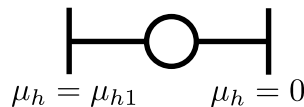
**Wirkungsweise:** Das Antriebsmoment wird wieder über das Antriebsritzel in das Tellerrad eingeleitet, welche den gesamten Differenzialkorb um die Abtriebswellen in Rotation versetzt. Die Schneckenräder werden durch einen Bolzen vom Gehäuse mitgenommen und das Moment wirkt als Axialkraft in diesen Schneckenrädern. Sie drehen die Schnecke, die auf der rechten und der linken Abtriebswelle sitzt. Ohne Antriebsmoment fehlt auch die Umfangskraft, die die 3x2 Schneckenräder mitnimmt. Sperrwirkung ist weg und es geschieht ein freier Ausgleich zwischen den zwei Schnecken der Abtriebswellen über die Schneckenräder und die Stirnradverzahnung derselben, die je zwei der 6 Schneckenräder formschlüssig verbindet.

Die Reibung, die die Selbstsperrung verhindert, ist auf viele Flächen verteilt (Schneckenverzahnung, Lager). Damit ist die Lebensdauer höher. Die automatische Freigabe des Differenzials durch Wegnehmen der Last macht es als Verteilerdifferenzial geeignet für ESP und ABS (im freien Rollen oder Schubbetrieb). Sperrwerte bis zu  $S \approx 66\%$  sind möglich. Dadurch wird keine Achse vorzeitig durchdrehen, der Kraftschluss wird voll ausgenutzt.

## Vollselbstsperrung

Im Gegenteil zur Teilselbstsperrung ist bei der Vollselbstsperrung die Sperrwirkung im Differenzial so groß, dass beide Räder stets den vollen Kraftschluss ausnutzen können.  $\Delta F$  ist durch  $\mu_{\max}$  beschränkt. Bei Vollsperrung ist keine Verdrehung, kein Wegausgleich mehr möglich. Bei der Teilsperierung ist eine Verdrehung noch möglich, dafür kann es sein, dass der Reibwert nicht ganz ausgenutzt wird. Zum Vergleich:

- keine Sperrung:  $F_L = 0$  da  $F_R = 0$
- Teilsperierung:  $F_L = f(R)$ ,  $F_R = 0$ , i.A.  $F_L < \mu_{h1} \cdot P_{zL}$
- Vollsperrung:  $F_L = \mu_{h1} \cdot P_{zL}$ ,  $F_R = 0$



Als Realisierung kann man entweder Schneckenradgetriebe so bauen, dass sie eine Vollsperrung verursachen, also Schnecke mit entsprechender Steigung der Zähne oder wir können Freilaufdifferenziale verwenden. Wir bekommen also sobald ein Moment als Antrieb vom

Motor anliegt sofort eine Sperrung des Differenzials. Im Schubbetrieb allerdings findet ein Wegeausgleich statt.

Bei einem vollsperrenden Treibachsdifferenzial als Freilauf-Differenzial können durch eine Freilauf-Anordnung die Antriebswellen beliebig schneller drehen als das Differenzialgehäuse, nie aber das Gehäuse schneller als die Antriebswellen. Damit ist ein Schubbetrieb mit stillstehender Kardanwelle ohne weiteres möglich, freier Ausgleich findet in Kurven statt. Es wird allerdings verhindert, dass ein Rad schneller dreht als es der Antrieb zulässt, das Rad also durchdreht. Das Rad kann niemals langsamer drehen als das Gehäuse, es kann gegenüber Gehäuse voreilen, aber nicht nachlaufen. Während einer Kurvenfahrt ist das kurvenäußere Rad also stets vom Antrieb getrennt, nur das kurveninnere Treibt an. Lenkunwilligkeit ist die Folge, für den Straßenverkehr nicht geeignet.

### **Fremdsperrung**

Die Fremdsperrung ist eine Vollsperrung durch eine fremde Betätigung. Die Sperrwirkung ist zuschaltbar. Es kann durch den Fahrer oder durch eine elektronische Regelung gesperrt werden. Unterscheide dabei Fremdsperrungen, die nur bei Freilauf oder im Stillstand zuschaltbar sind (zum Beispiel eine Klauenkupplung, die die Sonne mit dem Umlaufgehäuse durch Formschluss festlegt) oder welche, die in einem beliebigen Fahrzustand eine Vollsperrung herbeiführen können (kraftschlüssig durch Lamellenkupplung). Ein Drehzahlausgleich ist nicht mehr möglich. Jedes Rad kann den durch den Haftbeiwert gegebenen maximalen Kraftschluss ausnutzen.

# Kapitel 5

## Fahrwerk

Zum System Fahrwerk eines Kraftfahrzeuges gehören all jene Komponenten, die für das sichere und komfortable Führen des Aufbaus über die Fahrbahn sowie die Übertragung der gewünschten Kräfte verantwortlich sind. Dazu gehören das **Rad** (Reifen, Felge, Schüssel und Nabe), die **Radaufhängung** mit seinen Lenkern sowie **Feder/Dämpfer**-Kombinationen. Oft werden in der Literatur noch die Bremsen und die Lenkung (bei beidem zumindest der aktuatorisch wirkende Teil, ohne Betätigungseinrichtung) als zum Fahrwerk dazugehörend angesehen.

**Aufgabe:** Übertragung von Radlasten, Antriebs/Verzögerungskräften sowie Seitenführungskräften von den Rädern an die Karosserie. Dabei muss ein Kompromiss zwischen Fahrsicherheit/ **-verhalten** und **-komfort** gefunden werden. Achseigenfrequenz, dynamische Radlasten (Wankmomentverteilung) beeinflussen das Fahrverhalten. Aufbaueigenfrequenzen und -beschleunigungen den Fahrkomfort. Durch Geometrie und Elastizität der Radaufhängung beides beeinflussbar. Genauso durch Feder/Dämpfer und Rad/Reifen. Die in der Radaufstandsfläche wirkenden Kräfte müssen an der Karosserie geeignet abgestützt und kraftgünstig eingeleitet werden um den Fahrerwunsch umzusetzen sowie Fahrsicherheit und Komfort zu garantieren.

Des Weiteren werden im Allgemeinen geringe ungefederte Massen angestrebt um die Amplituden der dynamischen Radlastschwankungen möglichst klein zu halten. Instandhaltungsfreundlichkeit, Raumbedarf, Masse und Kosten sind natürlich auch zu beachten bei der Auslegung einer Fahrzeugachse. Eine lenkbare Achse muss ausserdem den Wunsch des Fahrers nach Spuränderung verarbeiten können und eine angetriebene Achse muss Antriebsmomente übertragen können.

### 5.1 Radaufhängung

Der **Radträger** (auch Achsschenkel) ist ein zentrales Teil der Radaufhängung. Auf ihm wird die Radnabe drehbar gelagert sowie das Ende der Antriebswelle hindurchgesteckt (bei ange-

triebener Achse). Des Weiteren sind mit dem Radträger Lenker, Spurstange, Feder/Dämpfer und Bremssattel bei einer Scheibenbremse verbunden. Der Radträger gehört zu den ungefederten Massen. Teil des Radträgers ist das Radlager (Wälzlager), auf das die Radnabe gesteckt wird. Mit der Radnabe wiederum wird die Bremsscheibe und das Rad fest verbunden.

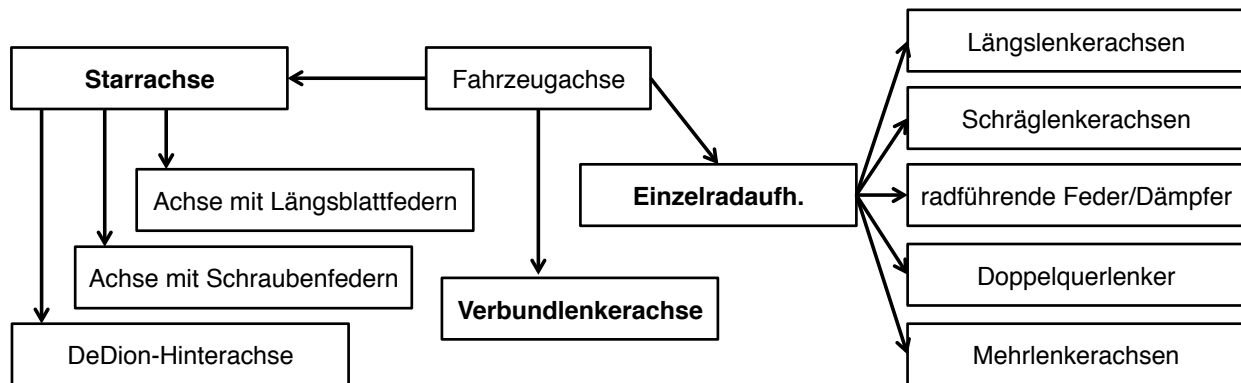
**Achskinematik** bezeichnet die geometrische Betrachtung der Lenkerauslegung unter Berücksichtigung des Federweges. **Elastokinematik** bezieht Kräfte mit ein.

Ein Rad hat wie jeder Körper im Raum 6 **Freiheitsgrade**. Drei translatorische entlang der Querkräfte (Seitenführung), Längskräfte (Beschleunigen/Verzögern) und entlang der Hochachse (Federn) sowie drei rotatorische um jede dieser Achsen: Spur um Hochachse, Abrollen um Querkraftachse und Sturz um Längsachse. **Lenker** wollen einige dieser Freiheitsgrade relativ zur Karosserie festlegen. So soll das Rad sich translatorisch nicht in Richtung Quer- und Längskräfte bewegen, damit der Aufbau den Fahrtichtungswunsch des Fahrers folgt, mit der Spur mitgeht und es überhaupt Möglich ist, den Aufbau zu Beschleunigen und zu verzögern. Entlang der Hochachse jedoch soll es sich bewegen können um Stöße und Frequenzen nicht von der Fahrbahn an den Aufbau in voller Ausprägung weiterzugeben (Fahrkomfort). Ausserdem muss das Rad im Kontakt mit dem Boden gehalten werden um Längs- und Querkräfte übertragen zu können und damit Traktion zu garantieren (Fahrsicherheit). Rotatorisch fest soll bei einer Lenkachse nach kinematischer Auslegung nur der Sturz bleiben, damit das Rad nicht umkippt. Rotation um die Hochachse dagegen ist erwünscht (damit das Fahrzeug lenkbar ist) und Rotation um die Querachse sowieso, damit das Rad abrollen und Leistung auf die Straße bringen kann.

Diese **Lenker** werden mit Gelenken an die selbsttragende Karosserie oder dem Rahmen und an den Radträger festgemacht. Hierbei kommen Kugelgelenke oder Gummilager zum Einsatz. Gummilager sind in ihrer Elastizitäts- und Dämpferwirkung allerdings temperaturabhängig, garantieren aber eine gute Geräuschisolation.

Die allgemeinste Form der Anlenkung von Radträgern sind 5 Stäbe mit Kugelgelenken. Damit ist ein Freiheitsgrad frei (Einfederrichtung entlang Hochachse). Damit auch voneinander unabhängige Auslegung der zwangsgeführten Radbewegungen Spur, Sturz, Radstand und Spurweite. Das ist aber teuer und bedarf viel Platz. Daher werden heute Verbundlenker und/oder Starrachsen neben Einzelradaufhängungen eingesetzt.

**Querkräfte** werden über den Nachlauf eingestellt, **Längskräfte** über den Lenkrollradius und den Störkrafthebelarm, **Vertikalkräfte** über Federkonstante und Dämpferkraft.



Die Radaufhängung bildet zusammen mit einem Tragrahmen (auch Fahrschemel, der auch die Antriebseinheit und/oder Hinterachsgetriebe/Differentiale aufnimmt) die Fahrzeugachse. Falls kein Tragrahmen vorgesehen ist werden die Lenker und Feder/Dämpfer an Rahmen oder Aufbau befestigt. Man unterscheidet im wesentlichen **Starrachsen**, **Einzelradaufhängung** und **Verbundlenkerachsen**, die Merkmale von Starrachsen und der Einzelradaufhängung aufweist.

### 5.1.1 Starrachsen

Entfällt bei Hinterachsen der Antrieb, kann häufig auf eine einfachere und billigere Achskonstruktion zurückgegriffen werden, zum Beispiel die Starrachse oder die Verbundlenkerachse. Bei der Starrachse beeinflussen sich die Beiden Räder gegenseitig. Federwege und Schwingungen werden von der einen Spur auf die andere übertragen.

- Starrachse mit **Längsblattfedern** sind einfach, billig und bieten gute Geräuschisolati-on des Differentials. Dafür haben sie große, ungefederte Massen die zu großen dynamischen Radlasten führen. Seitenkräfte werden hier über die Blattfedern übertragen. Die Blattfedern führen zu einem degressiven Verlauf der Kurve Seitenführungskraft über Radlast. Bei größeren Radlasten führt eine Änderung des Federweges zu einer kleineren Änderung der Seitenführungskraft als bei geringen Radlasten.
- Starrachse mit **Schraubenfedern** und zusätzlichen Längslenkern erfordert einen Panhardstab als Querlenker zur Übertragung der Seitenkräfte. Hier kann bei Seitenkräften ein Drehmoment mit den Längslenkern als Hebelarm entstehen, das die Achse lenkt. Des Weiteren verursacht der Panhardstab eine Schiebbewegung des Aufbaus beim Ein- und Ausfedern. Mittels eines Watt-Gestänges kann das verhindert werden. Ein Stabilisator ist in den meisten Ausführungen auch vorhanden. S-Schlag der Längsblattfedern ist nicht mehr vorhanden.
- Die **DEDION**-Achse zeichnet sich dadurch aus, dass das Hinterachsgetriebe fest mit der Aufbau/dem Rahmen verbunden ist. Es müssen Antriebswellen mit 2 Freilaufgelenken, die zusätzlich einen Längenausgleich bieten, vorliegen. Das torsions- und biegefestige

Achsrohr verbindet die beiden Radträger. Hauptvorteil ergibt sich hier somit zu einer geringeren, ungefederten Masse. Dafür ist die Geräuschisolation des Ausgleichsgetriebes natürlich schlechter.

Gegenseitige Beeinflussung der Räder führt zu Wankschwingungen. Eigenlenkverhalten bei ungleichseitigen Einfedern groß. Dies adressiert die Phänomene des Rollsteuerns und des Seitenkraftsteuerns. Das *Rollsteuern* passiert bei einseitigem Einfedern. Durch die starre Koppelung entsteht eine Lenkung der Achse. Handelt es sich dabei um die Hinterachse tendiert das Fahrzeug zum Untersteuern, da sich das Heck Richtung Kurvenmitte schiebt und eine Tangentialbahn des Fahrzeuges provoziert. Beim *Seitenkraftsteuern* entsteht ein Moment mit Panhardstab als Hebelarm und Seitenkraft als Hebelkraft.

**Anwendung:** Sind Aufgrund horizontalem Platzbedarf (und damit Kollision mit Kofferraum oder Antriebsmaschine) als Vorderachse überwiegend in Nutzfahrzeugen zu finden. Oft werden sie an nicht angetriebenen Hinterachsen eingesetzt.

### 5.1.2 Verbundlenkerachsen

Hier werden die Räder mit Längslenkern getragen. Diese Längslenker sind dann über ein biegestarres, jedoch torsionsnachgiebiges Achsrohr miteinander verbunden, das neben der Querlenkerfunktion auch als Stabilisator dient. Somit ist im Vergleich zu Starrachsen nun eine Relativbewegung zwischen den Rädern möglich. Verbundlenkerachsen sind platzsparend und kostengünstig, bieten aber aufgrund der Funktionsüberlagerung der Bauteile nur ein begrenztes kinematisches und elastokinematisches Abstimmungspotential. Dennoch können die kinematischen Eigenschaften über die Lage der Koppel in Grenzen bestimmt werden. Stabilisatoren sind in das Achsrohr integriert, es ist keine aufwendige Verbauung derselbigen mehr nötig.

Das größte Problem bei Verbundlenkerachsen ist das **Eigenlenkverhalten** bei ungleichseitigem Einfedern (zum Beispiel bei Kurvenfahrt) in Form von Wankuntersteuern und Seitenkraftuntersteuern. Diese Eigenlenkbewegungen können aber vollständig durch entsprechend konstruierte spurkorrigierende Gelenklager kompensiert werden. Dabei bleibt aber weiterhin der generelle elastokinematische Zielkonflikt zwischen weichen Gummilagern, die dem Fahrkomfort und steifen Gummilagern, die der Fahrsicherheit dienen. Daher andere Lösung: breite Abstützbasis (großer Abstand zwischen Längslenkeraufhängungen):

$$A = \frac{b}{a} \cdot (S_L + S_R)$$

Dabei ist  $A$  diejenige Kraft, die letztendes das Seitenkraftsteuern verursacht. Sie greift in Längsrichtung an der Längslenkeraufhängung an Infolge der Seitenkräfte.  $a$  ist die Abstützbasis, der Abstand der Längslenkeraufhängungen und  $b$  die Länge der Längslenkers. Man gelangt über ein Momentengleichgewicht zu dieser Formel.

**Anwendung:** Hintere Radaufhängung bei frontgetriebenen Fahrzeugen, insbesondere großen Pkw.



### 5.1.3 Einzelradaufhängung

Einzelradaufhängungen bieten besonders viel konstruktive Freiheitsgrade beim Auslegen von Sturz, Spur, Lauf u.a. sowie auch dem Verhalten des Rades bei elastokinematischen Verhältnissen beim Ein- und Ausfedern. Der Radträger (auch Achsschulter genannt) ist hier ein zentrales Bauteil. An ihm ist über das Radlager die Radnabe drehbar gelagert sowie bei der angetriebenen Achse die Antriebswelle hindurchgesteckt. Bei einer Scheibenbremse ist der Bremsattel an der Bremsankerplatte des Radträgers befestigt. Spurstange, diverse Lenker sowie Schwingungsdämpfer/Feder (falls nicht mit Lenker verbunden) finden hier ihre Applikation. Man unterscheidet:

- Längslenkerachsen
- Doppelquerlenkerachsen
- McPherson (radführende Feder/Dämpfer)
- Schräglenkerachsen (Pendelachsen)
- Mehrlenkerachsen

Hauptvorteile sind geringer Raumbedarf und geringes Gewicht, kinematische und elastokinematische Vorspureinstellung, keine Beeinflussung der Räder untereinander und gute Lenkbarkeit insbesondere bei Vorderachsen. Man hat also einerseits große Potentiale bei den kinematischen, statischen Einstellungen und andererseits lässt sich die Winkeländerung bei Einfeder- und Lenkbewegungen gut vorausbestimmen und einstellen.

Die **Längslenkerachse** wird meist als Hinterachse bei frontgetriebenen Fahrzeugen eingesetzt. Die Längslenker nehmen in der Regel auch Querkräfte auf. Als Hinterachse tendiert sie im Eigenlenkverhalten in Kurven zu Übersteuern aufgrund Seitenkraft und Einfederung. Daher geeignet wenn das Fahrzeug ansonsten zum Untersteuern neigt (z.B. Frontantrieb mit Frontmotor).

**Doppelquerlenkerachsen** besitzen je Radträger zwei Querlenker, die am Rahmen, am Fahrschemel oder an der selbsttragenden Karosserie befestigt sind. Längskräfte werden aufgenommen, indem die Querlenker dreiecksförmig ausgebildet sind oder zusätzlich eine Zugstrebe für die Längskraftaufnahme sorgt. Beim Abstützen von Beschleunigungs-, Verzögerungs- und Querkräften wird der untere Lenker stärker beansprucht, er ist daher größer zu dimensionieren. Des Weiteren geht das kurvenäußere Rad in negativen Sturz, da der obere Lenker kürzer ist. Somit können mehr Seitenkräfte auf dieser Seite abgestützt werden. Problem oft: Eindrehen durch Eigenlenkverhalten bei Gaswechsel aufgrund Radlaständerung. Lösung: Verzögerungskräfte drehen Hinterräder in Vorspur (**Weissach-Effekt**) durch einen unteren Querlenker der wie eine Blattfeder ausgelegt ist und Gummilager mit hoher Verformung wie Kugellager.

Ein Vertreter der Achsen mit **radführenden Feder/Dämpferbeinen** verwendet das **McPherson-Federbein** und ist eine Weiterentwicklung der Doppelquerlenker. Radträger und

Federbein bilden hier gewissermaßen eine Einheit. Kolbenstange des Dämpferbeines muss hier verstärkt werden, da ein Biegemoment der Radlast auf ihn einwirkt. Abhilfe schafft eine exzentrisch/schräg angebrachte Feder.

**Schräglenkerachsen** sind eine Weiterentwicklung der antiquierten **Pendelachsen**. Zweigelenk Pendelachsen bilden zusammen mit Längslenkern die einfachste Querlenkerachse. Hier tritt großer Seitenkraftverlust aufgrund positiver Sturzwinkel an kurvenäußerem Rad auf. Der Abstützeffekt trägt genau dazu bei, vermindert aber auch das Wanken. Damit Sturz- und Spuränderungen beim Einfedern so klein wie möglich gehalten werden, sind lange Pendellängen gewünscht. Dies wird bei der Eingelenk-Pendelachse auf ein Optimum getrieben (bei fester Spurweite), wo der Drehpunkt unterhalb des Differentials angeordnet ist.

Schräglenkerachsen kombinieren nun gewissermaßen die Zweigelenk-Pendelachse mit Längslenkern und sind somit mittels Schräglenkern angelenkt. Sie besitzt durch automatische Vorspur beim Einfedern eine Tendenz zum Untersteuern (analog Weissach-Effekt). Eine große Pendellänge sorgt hier für kleine störende Sturzänderungen und kleine Spuränderungen. Durch Einstellung von Dachwinkel und Pfeilungswinkel entsteht der möglichst weit aussen liegende Momentanpol. Damit ist die Pendellänge länger als die Halbe Spurbreite. Vorteil: kleine Sturzänderung und damit untersteuerungswillig. Nachteil: etwas höhere Kosten.

Fahrverhalten der Schräglenkerachse: Jeder Einfedervorgang führt zu Spurweiten-, Sturz- und Vorspuränderung. Skriptum.

Bei den **Mehrlenkerachsen** kommen bis zu fünf Lenker zum Einsatz, um Radkräfte und -momente in Abhängigkeit der Anforderungen an Geometrie, Kinematik, Elastokinematik und Krafteinleitung der Achse zu führen. Damit größtmögliche Freiheit zur Auslegung der 5 Zwangsbewegungen abhängig von der Einfederung. Elastokinematik der Gummilager lässt sich sehr fein abstimmen. Man unterscheidet **Vierlenker-Vorderachsen** mit einer virtuellen Lenkachse und kleinem Störkrafthebelarm und **Raumlener-Hinterachsen** mit 5 räumlich verteilten Lenkern, welche auf dem Doppelquerlenkerprinzip beruhen. Hier sind meist zwei obere und untere Querlenker angebracht sowie eine fünfte Strebe in Höhe der Drehachse als Spurstange. Hauptvorteil ist die virtuelle Lenkachse, da vier einzelne Lenker mit jeweils eigenen Anlenkpunkten auf Achsschemel- und Radträgerseite verwendet werden. Damit gute Längs- und Querführung möglich. Gleichzeitig Eigenlenkverhalten minimal.

**Schräglaufwinkel in der Kurvenfahrt** Doppelquerlenker: Bei Kurvenfahrt sorgt der zusätzlich entstehende Sturz der Räder durch die Ein-/Ausfederung bei kurvenäußerem/-inneren Rad für eine Minderung des Potentials, Seitenführungskraft zu übertragen. Daher muss das Fahrwerk (genauer die Radaufhängung) einen größeren Schräglaufwinkel einstellen.

#### 5.1.4 Achskinematik

**Grundgrößen:** Radstand, Spurweite, Hub, Vorspur, Sturz, Nachlauf, Lenkrollhalbmesser.  
**abgeleitet:** Momentanzentren, Nickzentren

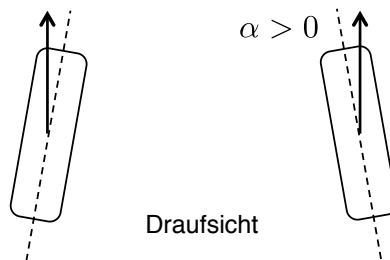
All diese Größen ändern sich kinematisch beim Ein- und Ausfedern, beim Lenken und elastokinematisch bei der Einwirkung von Seitenkräften und Längskräften.

Der **Radstand** ist der Abstand der Radmitten zweier Achsen. Je größer er ist, um so besser kann der Aufbau vor Nickschwingungen bewahrt werden, die vom Fahrwerk abgefangen werden. Die Richtungsstabilität nimmt ebenfalls zu. Kurzer Radstand verbessert das Handling und das Rangierverhalten.

Die **Spurweite** sorgt für Stabilität gegen Kippen und kleine dynamische Radlasten. Die Spurweitenänderung beim Ein- und Ausfedern sollte jedoch klein gewählt werden um Geradeauslauf bei einseitigen Unebenheiten möglichst gut zu erhalten und unnötige Seitenkräfte (die sich ja beim „Schieben“ nach aussen der Räder beim Einfedern ergeben würden) zu verhindern. Ausserdem bringt jeder Einfedervorgang mit großer Spuränderung viel Reifenverschleiß mit sich. Während des Einfedervorganges stellt sich also ein Schräglaufwinkel ein. Des Weiteren wird angestrebt, dass sich bei Ausfedervorgängen die Spurweite stärker ändert (bis zu 5cm) als bei Einfedervorgängen (1cm bis 2cm). Der Grund dafür ist die geringere Dämpferkraft in der Druckstufe.

Man begünstigt das Untersteuern (Ausbrechen vorne), wenn vorne eine eher größere Spurweite gewählt wird und das Übersteuern (Ausbrechen hinten), wenn hinten eine größere Spurweite gewählt wird. Eine größere Spurweite verringert den Lenkrollhalbmesser.

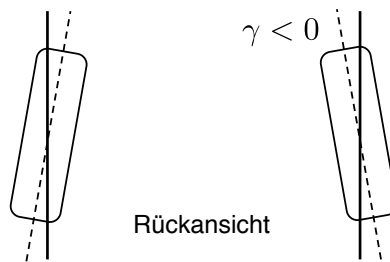
Bei der **Vorspur** wird die Differenz der Abstände der Felgenhörner voneinander berechnet. Mit der Vorspur wird die Achse vorgespannt und Flattern verhindert sowie die Nachspur kompensiert. Umgekehrt wird zum Beispiel mit überwiegendem elastokinematischem Verziehen in Vorspur durch Antriebskraft die Grundeinstellung kinematisch in Nachspur ausgeführt. Allgemein sollte der dauerhafte Schräglaufwinkel allerdings klein gehalten werden, da er Reibung und Verschleiß bedeutet. Mit der Vorspur geht direkt der Vorspurwinkel einher. Positiv ist dieser, wenn Vorspur vorliegt, negativ bei Nachspur.



Betrachte kurvenäusseres Rad beim Kurvenwanken. Dort drückt die größere Radlast auf die Straße, großer Einfederweg ist die Folge. Steht nun das Rad an der Vorderachse in Vorspur führt dies zu einem lenkwilligen Fahrverhalten. Das Fahrzeug neigt zum Übersteuern. Steht hingegen das kurvenäußere Rad der Hinterachse in Vorspur, verhält sich das Fahrzeug lenkunwillig und untersteuert. Die Hinterachse lenkt in die Kurve mit ein und schiebt die Fahrzeugfront über den von Fahrer gewünschten Kurvenradius hinaus. Somit wird bei Kurvenfahrt die Hinterachse eher in Vorspur gehalten und die Vorderachse eher in Nachspur

bei Ansteigen der Radlasten und zunehmendem Federweg. Dies dient der Fahrsicherheit und das Fahrzeug zeigt weniger Eigenlenkverhalten, es ist stabiler in Grenzsituationen und elastokinematischen Fahrzuständen.

Der **Sturz** ist der Winkel zwischen Radhauptebene und der Senkrechten zur Fahrbahn und wird in Richtung Fahrzeugmitte negativ gemessen. Das heisst die Räder zeigen an der Oberseite zusammen wenn negativer Sturz vorliegt. Er ist abhängig vom Wankwinkel und damit dem Einfederweg und damit der Achskinematik und -elastokinematik. Positiver Sturz kommt eigentlich nur noch beim kurveninneren Vorderrad vor. Bei Geradeausfahrt ist der Sturz Null oder leicht negativ. Mit dem Einfedern wird er negativer entsprechend des Neigungswinkels des Aufbaus. Im idealen Fall bleibt der Reifen über die komplette Breite in Fahrbahnkontakt.



*Sturz und Vorspur:* Mit höheren Achslasten geht die Vorderachse in Nachspur und die Hinterachse in Vorspur wegen Eigenlenkverhalten in Kurven. Beide Achsen stellen mit zunehmenden Achslasten negativen Sturz ein. Bei der Hinterachse ist in unbelastetem Zustand schon etwas negativer Sturz eingestellt (-1 bis -2 Grad), bei der Vorderachse hingegen Sturz nahe 0. Die Vorspur ist bei der angetriebenen Vorderachse im unbelasteten Zustand meist etwas positiv eingestellt (0,5 Grad) um die Nachspur durch Antriebskräfte zu kompensieren. An der Hinterachse ist die Vorspur nahe 0.

Konstruktiver **Nachlauf** sorgt für stabilen Geradeauslauf (Räder werden geschleppt, Tee-wageneffekt) und erzeugt automatisch ein Rückstellmoment, das sich auch auswirkt, wenn die Spurstange entlastet wird. Er kann kinematisch in der Radaufhängung durch Neigung oder Versatz nach vorne der Lenkachse generiert werden. Durch den Hebelarm Nachlauf  $n_k$  wird das Rad mit einem Moment  $M$ , das von Seitenkraft erzeugt wird, in Geradeausfahrt gebracht:

$$M = S \cdot n_k$$

Daraus ergeben sich direkt die Nachteile des Nachlaufs: Seitenkräfte, die durch Bodenebenenheiten eingeleitete werden, haben Einfluss auf die Lenkung. Der gleiche Effekt tritt bei Seitenwind auf, der Schräglaufwinkel erzeugt und damit Seitenführungskräfte aufbaut. Aufgrund der Lenkelastizitäten wird Kursabweichung unweigerlich vergrößert. Ein großer Nachlauf macht die Lenkung schwergängiger.

An der Hinterachse ist in unbelastetem Zustand ein Vorlaufwinkel von ca.  $3^\circ$  eingestellt. Dieser wird bei Einfederung größer und bei Ausfederung kleiner. An der Vorderachse wird

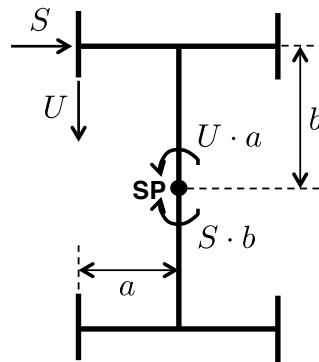
unbelastet ein Vorlauf von bis zu  $8^\circ$  bei Mc-Pherson-Federbeinen eingestellt. Er bleibt relativ konstant über dem Federweg.

Der Reifennachlauf  $n_R$  ist dem Reifen selber geschuldet und ist mit der Aufhängung nur indirekt über den Schräglaufwinkel einzustellen. Wegen der Walkarbeit und dem Ausführen der Gummilelemente aus dem Latsch ist der Angriffspunkt von Seitenführungskräften (und auch derjenige der Achslast) nach vorne verschoben. Der Reifennachlauf ist der Abstand zwischen der Diametralebene senkrecht zur Aufstandsfläche und eben diesem Angriffspunkt der Seitenkräfte. Ein zusätzliches Rückstellmoment wird erzeugt.

Die **Spreizung**  $\sigma$  ist die Verdrehung der Lenkachse gegenüber der Fahrbahnsenkrechten. Zusammen mit dem Nachlauf bestimmt sie den Sturz und die Rückstellkräfte gelenkter Räder. Er fördert die Rückstellung dadurch, dass der Aufbau etwas angehoben wird (Gewichtsrückstellung). Je größer die Spreizung ist, desto mehr wird der Sturz in positiver Richtung beeinflusst.

Der **Lenkrollhalbmesser**  $r_s$  wird durch den Spreizwinkel  $\sigma$  und den Sturzwinkel  $\gamma$  bestimmt. Der Lenkrollhalbmesser ist der Abstand zwischen dem Durchstoßpunkt der Radhauptebene auf der Fahrbahn und dem Durchstoßpunkt der Spreizachse (der Lenkachse) mit der Fahrbahnebene (Spurpunkt). In Richtung Fahrzeugmitte wird der Lenkrollhalbmesser positiv angegeben. Er ist günstig für Lenken im Stand, da Rad Abwälzbewegung beschreibt.

Positiver Lenkrollhalbmesser verursacht **schiefziehende Lenkung**, da die durch das Drehmoment um die Lenkachse erzeugte Spurstangenkraft an den Seiten mit unterschiedlicher Intensität zieht. Daher Lenkrollhalbmesser möglichst klein.



Falls die Bremsen einer Achse unterschiedliche Bremsmomente aufbringen, dann verursacht ein positiver Lenkrollhalbmesser schiefziehende Bremsen. Es erfolgt eine Kursabweichung. Bei positivem Lenkrollhalbmesser wird das Moment  $U \cdot a$  um den Schwerpunkt (welches die einseitige Bremsung verursacht) ausgeglichen durch das Moment  $S \cdot b$  (welches durch selbstständige Vorspur, die automatisch durch den negativen Lenkrollhalbmesser eingestellt wird, erzeugt wird). Es ist dann wieder:

$$M_{SP} = U \cdot a - S \cdot b = 0$$

Der negative Lenkrollhalbmesser sorgt also für günstige Kurshaltung bei schiefziehenden Bremsen. Das Moment um die Spreizachse baut eine Seitenführungskraft auf, die der Kursabweichung durch die unterschiedlichen Bremskräfte entgegenwirkt. Jedes Rad gleicht Moment der Bremskraft durch Lenkeffekt selbsttätig aus: **Selbststabilisierung**

Mit dem Störkrafthebelarm  $r_b$  und dem Lenkrollhalbmesser  $r_s$  berechnen sich die durch Antrieb und Verzögerung entstehende Momente um die Lenkachse zu:

$$M_U = r_s \cdot \cos \sigma \cdot U \quad M_A = r_b \cdot \cos \sigma \cdot A$$

Große, negative Lenkrollhalbmesser erfordern große Einpresstiefen der Radschüssel, da das untere Drehgelenk (dasjenige, wo z.B. der Querlenker angelenkt ist bei einer McPhurson-Achse) weit in der Radschüssel drinliegen muss um die virtuelle Lenkachse möglichst schräg zu stellen.

**Nachteile des negativen Lenkrollhalbmesser** ergeben sich beim Gaswechsel von leichtem Antreiben zu starkem Bremsen in der Kurve. Es findet in Folge der vorne höheren Radlasten und damit größeren Seitenkräfte ein Eindrehen statt (Gieren, Übersteuern). Das Moment von der Bremskraft erhöht nämlich den Radeinschlag.

- $r_s < 0$  günstig für Kurshaltung mit schiefziehenden Bremsen und Lenkung
- $r_s > 0$  günstig gegen Übersteuern bei Gaswechsel zu Bremsen in der Kurve

### 5.1.5 Aktive und passive Fahrwerke

In einem Kraftfahrzeug ist das Fahrwerk für zweierlei Dinge auf oberster Abstraktionsebene verantwortlich. Fahrsicherheit und Fahrkomfort. Der Fahrkomfort wird gemessen durch Aufbauschwingungen mit der Frequenz  $f_A$  und der Größe der wirkenden Aufbaubeschleunigungen. Um die vertikalen Aufbauschwingungen klein zu halten sind weiche Federn und anpassbare Dämpfer erforderlich. Die Fahrsicherheit ist durch kleine dynamische Radlasten positiv beeinflussbar. Sie erfordern harte Dämpfer und anpassbare Federhärte. Man unterscheidet: passive Fahrwerke, adaptive Fahrwerke, semiaktive Fahrwerke, langsam aktive Fahrwerke, schnell aktive Fahrwerke:

Bei den **passiven** und den adaptiven Fahrwerken wird stets gegen die Differenz von Aufbau- und Achsweg durch die Federkraft gearbeitet und gegen die Differenz von Aufbau- und Achsgeschwindigkeit durch den Dämpfer:

$$\begin{aligned} \Delta z &= z_A - z_R \\ \Delta \dot{z} &= \dot{z}_A - \dot{z}_R \end{aligned}$$

Bei **adaptiven** Fahrwerken ist dann meist der Dämpfer in Stufen durch den Fahrer oder einem automatischen System verstellbar. Automatische Systeme arbeiten entweder in einer

Regelung von etwa 3Hz oder stellen die Dämpferkonstante abhängig von der Fahrgeschwindigkeit ein. Erstere würden Sensoren benötigen, die die Vertikalbeschleunigung des Aufbaus messen.

Bei **semiaktiven** Fahrwerken ist der Dämpfer stufenlos geregelt. Er unterliegt einem Regelalgorithmus der bis zu 30Hz arbeitet. Er hat, wie die adaptiven Fahrwerke einen Energiebedarf von nur 200W. Sensorbedarf ist moderat. Zusätzlich zu dem Sensor eines adaptiven Fahrwerkes mit kontinuierlicher Regelung ist noch ein Sensor zur Erfassung des Relativweges zwischen Rad und Aufbau nötig.

**Langsam-aktive** Systeme lassen eine stufenlose Verstellung von Feder- und Dämpferhärte zu. Das System unterliegt aber relativ langen Stellzeiten um die 3Hz. Besonderheit hier ist noch, dass Dämpfer- und Federkräfte auch unabhängig der Richtung des Einfeder-/ Dämpferweges eingestellt werden können. Energiebedarfe bewegen sich um die 8kW. Sensorbedarf ist hoch.

**Schnell-aktive** Systeme funktionieren analog den langsam-aktiven, allerdings mit Regelfrequenzen von bis zu 30Hz. Diese haben allerdings einen sehr hohen Leistungsbedarf von bis zu 30kW.

- passiv -> keine Regelung
- adaptiv -> langsame Dämpferregelung
- semiaktiv -> schnelle Dämpferregelung
- langsam aktiv -> langsame Feder+Dämpferregelung
- schnell aktiv -> schnelle Feder+Dämpferregelung

## Regelstrategien

Im Wesentlichen werden zwei verschiedene Regelstrategien verwendet, um zu entscheiden wann bei aktiven Systemen die Dämpfer hart und wann weich gestellt werden. Der Skyhook- und der Huang-Algorithmus.

Bei dem **Skyhook-Algorithmus** arbeitet ein fiktiver Dämpfer über dem Aufbau stets gegen die Geschwindigkeit des Aufbaus  $\dot{z}_A$ . Er stellt semiaktive Fahrwerke (also nur Dämpfer) abhängig von dem Betrag und der Richtung der Aufbaugeschwindigkeit und diejenige der Radgeschwindigkeit ein. Er unterscheidet die Fälle ob die Formel

$$\dot{z}_A \cdot (\dot{z}_A - \dot{z}_R)$$

kleiner Null, größer Null oder gleich Null ist. Wenn sie  $> 0$  ist muss eine Dämpferverhärtung stattfinden. Fall  $< 0$  muss einen weichen Dämpfer einstellen.  $= 0$  heisst Grundeinstellung. mit einer Fallunterscheidung kann man ermitteln was getan werden muss.

Der **Huang-Algorithmus** kann bei langsam und schnell aktiven Feder-/Dämpfersystemen verwendet werden. Er arbeitet stets gegen die Aufbaubeschleunigung und minimiert

$$\ddot{z}_{A_{eff}} \rightarrow \min!$$

Eine effektive Beschleunigung wird aus dieser über eine Zeit  $T$  hinweg gemittelt. Dafür wird zunächst ein Federungs- und ein Dämpfungsbeitrag  $G_F$  respektive  $G_D$  aus einer Kräftegleichgewichtsbetrachtung berechnet. Der Zeitraum  $T$ , über dem die effektive Aufbaubeschleunigung berechnet wird, ist abhängig von der Regelfrequenz und sollte möglichst klein sein für eine komfortable Regelung.

$$\ddot{z}_{A_{eff}} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T \ddot{z}_A^2 dt} = \sqrt{G_D + G_F}$$

$$G_D = \frac{1}{T \cdot m_A} \cdot \int_0^T k(t) \cdot \ddot{z}_A \cdot (\dot{z}_R - \dot{z}_A) dt$$

Die Proportionalitätsfaktoren  $c(t)$  und  $k(t)$  werden von dem Regelungssystemem so eingestellt, dass der Radikand und damit die effektive Aufbaubeschleunigung minimiert wird. Konkrete Realisierungen arbeiten mit Luftdruck, Hydrauliköl oder Magneto-Effekten um diese Härten zu verstellen. So wird zum Beispiel bei einem aktiven Fahrwerk Öl eingelassen bei Zuladung, um eine Aufbauniveauregulierung zu realisieren.

## 5.2 Räder und Reifen

Grundaufbau eines Reifens enthält die Komponenten **Karkasse** (Gewebeunterbau) als Festigkeitsträger, **Reifenfuß** mit Drahtkern um den Reifen auf der Felge zu halten, **Seitenwandgummi** mit möglichst geringem Haftbeiwert um Kippen des Fahrzeuges bei großen Seitenkräften und hohem Schwerpunkt zu vermeiden sowie **Laufstreifen** mit Profil (Protektor), auf dem der Reifen abrollt (möglichst hoher Kraftschlussbeiwert). In der Anordnung der Fäden, die die Karkasse bilden unterscheidet man die zwei Reifentypen:

**Diagonalreifen** haben eine Karkasse mit symmetrisch gekreuzten Cordlagen in einem Zenitwinkel  $\xi$  gemessen zwischen Reifenhauptebene und Verlauf des Karkassenwerkstoffes (Nylon, Baumwolle, Stahl). Dieser Zenitwinkel ist bei Reifen mit hohem Geschwindigkeitsindex kleiner. Umso mehr die Cordfäden in Laufrichtung verlaufen um so höher sind die Seitenkräfte bei Schräglauf und der Rollwiderstand wird geringer. Diagonalreifen haben eine besonders stabile Seitenwand. Sie werden heute nur noch als Noträder oder bei Nkw eingesetzt. Ihre Seitenwand ist belastbarer.



**Radialreifen** weisen eine erheblich höhere Lebensdauer auf und werden daher heute eingesetzt. Bessere Haftung bei Nässe und Kurve ist ebenfalls gegeben. Sie sind aus einem radialen Unterbau. Durch die weiche Seitenwand und die harte Lauffläche bieten sie einen guten Kraftschlussbeiwert bei hohem Fahrkomfort. Da sie eine hohe Haltbarkeit aufweisen, kann man sich Querrillen im Profil erlauben und damit einen besseren Abtransport des Wassers.

Das Höhen-Breiten-Verhältnis ist das Verhältnis von Höhe zu Breite.  $H/B = 0.7$  bedeutet, dass die Höhe 70% der Breite beträgt. Wenn  $H/B$  groß ist, das heisst der Reifen eher schmale Lauffläche aufweist, dann ist das günstig für Fahrkomfort (da mehr Federweg im Wulst) und Aquaplaningprävention (es muss weniger Wasser verdrängt werden). Ist  $H/B$  klein, das heisst relativ breite Reifen, dann ist das auf trockenen Straßen günstiger. Des Weiteren können größere Bremsscheiben verbaut werden da Einpresstiefe der Felgenschüssel größer gebaut werden kann.

Kennzeichnung eines Reifens ist: Reifenbreite in Millimeter, H/B, Radial/Diagonalreifen, erforderlicher Felgendurchmesser in Zoll, Lastindex, Geschwindigkeitsindex:

175 / 65 R 14 82 H

## 5.2.1 Gummireibungstheorie

Die klassischen Reibgesetze gelten nicht mehr. Bei Gummireibung hängt der Kraftschlussbeiwert von Normalkraft, Berührungsfläche und Abrollgeschwindigkeit ab. Ausserdem erfolgt die größte Kraftübertragung (Haftung) bei leichtem Gleiten (Schlupf). Damit ist der Haftbeiwert nicht mehr größer als der Gleitbeiwert.

Ursache hierfür sind die Feder-/Dämpfereigenschaften (**Viskoelastizität**) von Gummi. Durch Viskosität entstehen Wärmeverluste bedingt durch innere Reibung. Für die Federeigenschaften wollen wir Zusammenhänge betrachten wie das Hooksche Gesetz. Im Falle einer Metallfeder degeneriert die Elastizitätsmodulgleichung des Hookschen Gesetzes zu einer Gleichung mit Federkonstante. Das HOOK'sche Gesetz kann allerdings nur bei linear zum Dehnungsweg zunehmender Spannungskraft angewendet werden. Dies ist bei Gummi nicht der Fall. Suchen analoge Beschreibung.

Bei sinusförmiger Anregung in Form von Dehnen/Stauchen eines viskoelastischen Stoffes ist die Antwort in Form von Spannung phasenverschoben. Das heisst bei ausgelenktem Weg wirkt eine rückstellende Kraft erst kurze Zeit später. Der Grund dafür ist die Dämpfung. Die Phasenverschiebung delta ist damit ein Maß für die Dämpfung.

$$\epsilon = \underbrace{\epsilon_0 \cdot \sin(\omega t)}_{\epsilon_0 \cdot e^{i\omega t}} \rightsquigarrow \sigma = \underbrace{\sigma_0 \cdot \sin(\omega t + \delta)}_{\sigma_0 \cdot e^{i(\omega t + \delta)}}$$

Um den Zusammenhang zwischen Dehnung und Spannung bei Gummi darzustellen verwendet man das komplexe E-Modul und erhält das erweiterte Hooksche Gesetz, bei dem das

komplexe E-Modul einen dynamischen und einen Verlustanteil hat (Dämpfungsverluste):

$$\sigma = E^* \cdot \epsilon, \quad E^* = E' + i \cdot E''$$

Damit ergibt sich auch der elastische Anteil  $E'$  und der dämpfende Verlustanteil  $E''$  zu:

$$E' = |E^*| \cdot \cos \delta, \quad E'' = |E^*| \cdot \sin \delta, \quad |E^*| = \frac{\sigma_0}{\epsilon_0}$$

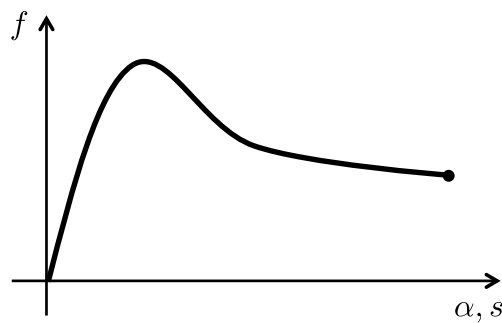
$E'$  und  $E''$  sind von der Temperatur und von der Erregerfrequenz abhängig. Damit ist auch die Dämpfung und damit die Dämpfungsverluste und die Wärmeentwicklung von der Erregerfrequenz und der Temperatur abhängig. Der elastische Anteil verhärtet sich mit zunehmender Erregerfrequenz. Die Verluste nehmen bei einer bestimmten Frequenz ihr Maximum ein und fallen dann wieder ab. Die Frequenz, bei der dieses Maximum liegt ist Erregerfrequenzabhängig. Umformungen ergeben deutlich den elastischen, dynamischen Anteil sowie den plastischen, dämpfenden Verlustanteil:

$$\sigma = \epsilon_0 \cdot \left( \underbrace{E' \cdot \sin \omega t}_{\text{elastisch}} + \underbrace{E'' \cdot \cos \omega t}_{\text{plastisch}} \right)$$

Der Verlustteil durch die Dämpferwirkung ist schlussendlich verantwortlich für die sich ändernden Kraftschlusskoeffizienten zwischen Fahrbahn und Reifen. Dieser Kraftschlussbeiwert der **Gummireibung**  $f$  ist gegeben durch die Folgenden Beiwerte:

$$f = f_a + f_h + f_v + f_k$$

Adhäsionsbeiwert, Hysteresebeiwert, Viskosebeiwert, Kohäsionsbeiwert. Die ersten zwei sind dominant. Mit zunehmendem Schlupf zwischen Reifen und Fahrbahn (das heisst wenn das Gummi des Reifens auf der Fahrbahn immer mehr rutscht und immer weniger abrollt) stellt sich am Ende der Gleitbeiwert ein.



Bei der **Adhäsion** kommt der erhöhte Kraftschluss dadurch zustande, dass sich Anziehungskräfte zwischen den Molekülen des Gummis und denjenigen der Fahrbahn aufbauen. Bei Aufreißen der Verbindung entsteht Schwingung, die zu Dämpferverlusten führt wie oben besprochen. Sie wirkt nur bei direktem Kontakt zwischen Untergrundstoff und Reifengummi. Auf einer Glasplatte wäre sie maximal. Die Adhäsion hängt ab von: Effektive Berührfläche

(Anzahl Moleküle), chemische Zusammensetzung, Temperatur und Anregungsfrequenz ( $\delta$ ). Die Anregungsfrequenz ergibt sich aus der Gleitgeschwindigkeit (optimal bei  $v'_{\text{gleit}} = 0.1 \text{ km/h}$ ). Effektive Berührfläche nimmt mit der Glattheit der Fahrbahn natürlich zu. Ausserdem darf kein Zwischenmedium wie Wasser vorhanden sein. Sonst ist  $f_a = 0$ . Bei nasser Fahrbahn dagegen sollte die Makrorauhigkeit und die Mikrorauhigkeit möglichst groß sein, damit das Wasser abgeführt werden kann. Was also bei der trockenen Fahrbahn zu großem Beitrag zum Gesamtkraftschlussbeiwert der Adhäsion führt, ist für den Beiwert bei nasser Fahrbahn schlecht.

Bei der **Hysteresreibung** spielt die Chemie der Oberflächen keine Rolle, aber die Elastizität des Gummis und die Makrorauhigkeit der Fahrbahnoberfläche. Wenn das Gummi über Makrorauhigkeitsspitzen gleitet entstehen Kräfte die zur Deformation führen, es geht Energie verloren in Form von Wärme. Bei hoher Geschwindigkeit passiert nach einer Spitze eine lange, verschleppte Ausfederung durch Dämpfung, damit gleitet es über die nächsten Spitzen drüber ohne viel Energie zu verlieren. Damit Geschwindigkeitsabhängig. Die Höhe von  $f_h$  hängt ab von der Form der Rauigkeitsspitzen,  $E'$ ,  $\delta$  (und damit der Dämpfung, Temperatur und Anregungsfrequenz/Gleitgeschwindigkeit), Dichte der Hindernisse und der mittleren Flächenpressung.  $f_h$  hat Optimum bei  $150 \text{ km/h}$  also nur bei durchdrehendem Rad maximal. Bei nasser Fahrbahn kommt durch hohe Makrorauhigkeit noch der Drainageeffekt zum Tragen. Mikrorauhigkeit ist unbedeutend.

**Viskosereibung** bezeichnet das Phänomen, Reibkräfte durch Scheerspannungen in Zwischenmedien zu vermindern. Viskose Stoffe zwischen Reifen und Fahrbahn setzen der Bewegung Kräfte entgegen, die durch Scherspannungen bei Relativbewegung entstehen. Sie ist die einzige Reibung, die bei Aquaplaning noch wirkt. Viskosebeiwert ist hoch wenn die Kontaktfläche und die Viskosität des Zwischenmediums groß ist sowie bei hoher Gleitgeschwindigkeit.

Die **Kohäsionsreibung** ist abhängig von dem Phänomen der Adhäsion und dem der Hysterese. Sie entsteht durch den Energieverlust durch Abrieb, Aufreißen und Hinausreißen von Gummistücken.

Die vereinheitlichte Gummireibungstheorie nach Kummer und Meyer besagt, dass das Phänomen der Gummireibung durch periodische Erregungen der Polymerketten im Elastomer Kraftschluss zulässt. Diese Polymerketten verbrauchen in ihrer Erregung Energie. Sie werden angeregt durch mechanische (Hysterese) oder elektrische (Adhäsion) Wechselwirkung zwischen Gummi und Untergrund.

Fazit: Adhäsion und Hysteres werden bestimmt durch das erweiterte, komplexe Elastizitätsmodul  $E^*$ . Dieses ist eine Funktion von  $\delta$ . In  $E^*$  ist auch das Verlustmodul  $E''$  enthalten. Das Verlustmodul ist eine Funktion von der Erregerfrequenz (Abstand Spitzen) und der Geschwindigkeit. Optimal für Hysterese und Adhäsion gemeinsam ist eine mittlere Makro- und eine mittlere Mikrorauhigkeit bei trockener Fahrbahn. bei nasser müsste beides hoch sein. Wenn wir bei trockener Fahrbahn keine Mikrorauhigkeit hätten, dann würde Schmutz nicht aufgenommen werden können. Mit höherer Makrorauhigkeit wäre die Hysterese wohl größer, dafür aber die Adhäsion geringer (genauer gesagt die Energie, die durch das Phänomen der Adhäsion verbraucht wird und die Kräfte die sich der Bewegung entgegensetzen).

## 5.2.2 Kräfte und Momente am Rad

Wir untersuchen die Kräfte und Momente die auf den Reifen wirken und die von ihm ausgehen. Sie wirken in Vertikalrichtung (Radlast, Federkraft), in Umfangsrichtung (Beschleunigen und Bremsen) sowie in Seitenrichtung (Gegenkraft von Zentrifugalkräften oder Aufbauwanke zum Beispiel).

### Reifen unter Vertikalkraft

Die Aufstandsfläche des Reifens wird als Latsch bezeichnet. Sie entsteht durch die Abflachung des Gürtels und Stauchen des Elastomers unter Einwirkung der **Radlast** (Gegenkraft eines Teils der Gewichtskraft). Die Luft entweicht über die Seitenwände und bildet die Wulste. Wenn nur statische Kräfte wirken wird dies durch die Radlast verursacht. Wenn sich das Rad dreht ist die vertikale Flächenpressung unsymmetrisch, da auf der Einlaufseite Dämpferkräfte überwunden werden müssen (die gegen die Eindrückgeschwindigkeit arbeiten). Im Auslaufbereich arbeitet der Luftdruck dagegen und eine Ausfederung ist die Folge (Dämpferwirkung erzeugt entgegen der Laufrichtung gerichtetes Moment  $\rightarrow$  Walkwiderstand, Energieverbrauch durch Dämpferarbeit).

### Reifen unter Umfangskraft

Im Latsch entstehen in Umfangsrichtung Kräfte durch Scherung des Elastomers, bezogen auf die Fläche auch **Schubspannung** genannt. Das Gummi möchte eigentlich Reifenradial einfedern, kann es aber nicht da es auf der Straße haftet. Diese Kräfte heben sich bei  $\omega_r = 0$  gerade auf (analog Radlast-Flächenpressung). Bremsen oder Antreiben erzeugt nun zusätzliche Schubspannungen als Überlagerung. Wenn die Kräfte die örtliche Haftgrenze überschreiten geht die übertragbare Kraft in Gleitkraft über und damit die Schubspannungen auch.

Der **Aufzieheffekt** entsteht, wenn Umfangskräfte am Latsch angreifen bzw. Momente auf die Felge gebracht werden. Er stellt sich z.B. bei einem stehenden Rad mit konstanter Bremskraft ein mal ein und bleibt dann konstant. Die Laufdecke verdreht sich relativ zu der Felge, die Seitenwand erfährt eine Scherung.

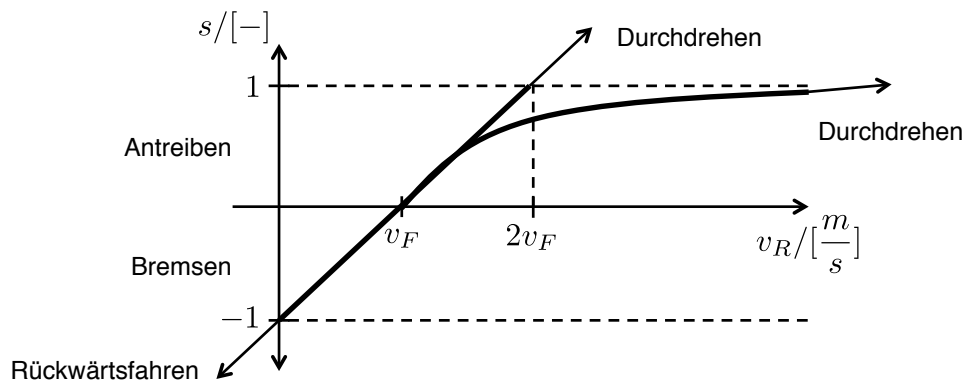
Unter anderem diese Scherspannungen im Latsch erzeugen Schlupf. Man unterscheidet Formänderungs- und Gleitschlupf. Der **Formänderungsschlupf** entsteht nun durch die Profilelemente, die vom Einlauf bis zum Auslauf relativ zum Radienstrahl auslenken. Sie haben gegenüber einem Profilelement das sich frei bewegen würde eine geringere Wegstrecke zurück gelegt. Und zwar um genau den Weg, der sich durch den Aufzieheffekt ergibt plus denjenigen der die Folge der Schubspannungen der Bremsung sind. Dabei handelt es sich um reines Haften, obwohl Schlupf gemessen wird! Der Schlupf ist in der Elastizität begründet. Der **Gleitschlupf** entsteht, wenn ein Latschelement die Haftgrenze erreicht. Es geht über in Gleiten und die Längendifferenz wird noch größer. Ist das Rad blockiert, besteht sie zu 100% aus Gleitschlupf.

**Schlupfdefinition** kann entweder nur aus dem Bremsschlupf bestehen oder dem Antriebschlupf zusätzliche Beachtung schenken:

$$\text{Antriebsschlupf: } s = \frac{v_R - v_F}{v_R}$$

$$\text{Bremsschlupf: } s = \frac{v_R - v_F}{v_F}$$

Wenn keine Umfangskräfte angreifen dann ist  $v_F = v_R$  und damit Schlupf  $s = 0$ . Lauffläche des Reifens und Fahrzeug sind gleichschnell. Der Schlupf geht gegen 1 beim Beschleunigen und gegen -1 beim Bremsen um so größer die Differenzgeschwindigkeit wird. Wenn die Definition für Antreiben und Bremsen die selbe sein soll dann wird dafür der Bremsschlupf genommen und im Antriebsfall geht der Schlupf bei durchdrehendem Rad gegen Unendlich.



Die Umfangskraft  $U$  (als Moment durch Antriebswelle eingeleitet) wird in der Radnabe gemessen und stützt sich auf der Straße ab. Sie multipliziert mit dem Hebelarm  $r_{dyn}$  ergibt letztendlich das Antriebsmoment, das wir als Beschleunigung wahrnehmen, und welches das Fahrzeug nach vorne treibt (oder bremst). Beim Fahren mit Schlupf im linearen Bereich der Umfangskraft-Schlupf-Kurve liegt ausschließlich Formänderungsschlupf vor, der  $\mu_h$  bewirkt. Bis hin zum Maximum kommen immer mehr Anteile durch Gleiten hinzu (Gleitschlupf). Nach dem Maximum von  $U = f \cdot P_z$  fährt man ausschließlich mit Gleitschlupf. Dieser Bereich ist beim Bremsen nicht stabil fahrbar, da man bei kleiner Bremskraftänderung sofort bei Schlupf=1 landen würden und damit das Rad blockiert. Das ABS regelt daher in einem ganz engen Bereich um  $U_{max}$ . Es ist schlussendlich der maximale Kraftschlussbeiwert der Haftbeiwert. Darunter ist der Kraftschlussbeiwert in der Größe des Gleitbeiwertes.

$$f = \frac{U}{P_z}, \quad f_{max} = \mu_h$$

$$f_{gleit} = \mu_g$$

### Verlustleistung durch Kräfte

Durch Umfangskräfte ergeben sich auch **Verlustleistungen** am angetriebenen oder gebremsten Rad. Es sind das durch die Antriebswelle eingeleitete Moment und deren Drehzahl

(auch der Radnabe) und damit die Umfangskraft der Rades und die Leistung:

$$N_R = M_R \cdot \omega_R = U_R \cdot r_{dyn} \cdot \omega_R = U_R \cdot v_R$$

Durch den Kraftschlussbeiwert stützt sich nur ein Teil der eingeleiteten Umfangskraft auf der Straße ab. Dieser Teil ist  $U_F$ . Die Geschwindigkeit im Latsch ist  $v_F$  und damit auch die Fahrgeschwindigkeit des Fahrzeuges (Geschwindigkeit der Radnabe und der Achse relativ zur Fahrbahn). Damit ist die tatsächlich vorhandene Straßenfahrleistung, die den Vortrieb erzeugen kann (wenn nicht zu große Fahrwiderstände):

$$N_F = U_F \cdot v_F$$

Für die tatsächliche Verlustleistung sind nun drei Betriebsbereiche und vier Sonderfälle zu betrachten zusammengefasst zu der folgende Tabelle. Verwende zur Berechnung stets:

$$\Delta N = N_{zu} - N_{ab}, \quad v_R = (1 + S) \cdot v_F$$

Die zugeführte Leistung und die abgeführte Leistung ist abhängig von dem aktuellen Betriebszustand. Ersetze für jeden Betriebszustand  $U_R$  durch Kombination  $W_R$  und  $U_F$ , die ja direkt zwischen Straße und Fahrbahn wirken. Damit ist die Verlustleistung allgemein zu berechnen mit ( $a = 1$  Antrieb,  $a = -1$  Verzögerung des Radschwerpunktes):

$$\Delta N = (W_R \cdot (1 + s) + a \cdot U_F \cdot s) \cdot v_F$$

**Blockieren** Schlupf ist gleich -1. Die Verlustleistung ist

$$\Delta N = U_{F,bl} \cdot v_F$$

**Bremsen** Schlupf liegt echt zwischen -1 und 0, Rollwiderstand wirkt mit Bremskraft zusammen und erzeugt  $U_F$  auf Fahrbahn als wirksame Abbremsung. Zugeführte Leistung ist die Widerstandsleistung plus Bremsleistung (also Straßenleistung  $U_F$ ), abgeführte Leistung ist nur die Bremsleistung. Die Nutzleistung ist größer als die Verlustleistung, da der Rollwiderstand mithilft.

**Rudimentärschub** Schlupf echt kleiner 0, Antriebskraft wirkt gegen Rollwiderstand aber ist zu klein um diesen zu überwinden, der Radschwerpunkt verzögert, die Verlustleistung ist größer als die über  $U_R$  und  $U_F$  zugeführte Leistung, Die abgeführte Nutzleistung ist 0.

**ohne Antrieb** Schlupf echt kleiner 0, Radachsleistung gleich 0, Radschwerpunkt verzögert.  $W_R$  bremst. Hier ist Straßenfahrleistung gleich  $W_R$ :

$$\Delta N = W_R \cdot v_F$$

**Mitrollen** Schlupf ist gleich 0, Radfahrleistung ist 0 und damit Umfangskraft gleich 0 wenn Schwerpunktschwindigkeit ungleich 0.  $W_R$  muss überwunden werden und zwar durch Mitziehen der Achse, das auch eine Antriebsleistung appliziert. Es ist da  $W_R = U_F$ :

$$\Delta N = W_R \cdot v_F$$

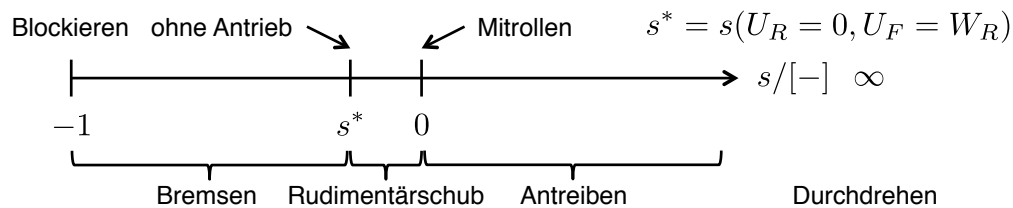
**Antreiben** Schlupf liegt echt zwischen 0 und 1 oder ist etwas größer, Antriebskraft wirkt gegen Rollwiderstand und ist echt größer, Nutzleistung  $N_F$  ist hoch, Verlustleistung kleiner als die zugeführte Leistung  $N_R$

**Durchdrehen** Schlupf geht gegen Unendlich

Es ist also unter anderem zu beachten, ob die abgeführte Nutzleistung eine verzögernde oder eine antreibende Leistung sein soll. Im Falle des Antriebs ist die verzögernde die ungewünschte und gehört zu den Verlusten. Beim Bremsen verhält es sich umgekehrt.

Die Verlustleistung kann als Funktion der Fahrleistung  $U_F$  gesehen werden und ergibt die breite-Vasen-Form. Die Umfangskraft  $U_F$  stützt sich auf der Fahrbahn ab und wirkt als Vortrieb. Sie ist in der Radnabe messbar.

Bei einem allradgetriebenen Fahrzeug viertelt sich der Verlust, da sich die Radfahrleistung halbiert und der Schlupf sich im linearen  $U(s)$ -Bereich ebenfalls halbiert. Der Verlust des Rollwiderstandes durch den Schlupf ist konstant.



## Reifen unter Seitenkraft

Wirkt eine Seitenkraft wird der Latsch charakteristisch verspannt. Die Rückstellkräfte durch die Elastomerteilchen und deren Federwirkung sind „hinten“ am größten (Schubspannungen durch Scherung). Eine Resultierende bildet dann den Angriffspunkt der Seitenkraft. Die Seitenkraft ist hier quasi die Gegenkraft, die die Straße aufbringen muss um nicht entgegen des Rades verschoben zu werden. Da die Erde viel schwerer ist als das Rad funktioniert das auch und das Rad ist in der Lage Seitenführungskräfte aufzubauen. Der Abstand vom Angriffspunkt zur Projektion der Radmitte auf die Straße ist der Nachlauf (Reifennachlauf)  $n_R$ . Das Rückstellmoment

$$M_S = S \cdot n_R$$

ist das Seitenkraftmoment. Es nutzt als Hebelarm eben den Reifennachlauf. Dieses Rückstellmoment ist eine Funktion von  $\alpha$  da  $S$  eine Funktion von  $\alpha$  ist. Je größer der Schräglaufwinkel desto größer die Rückstellkräfte und damit die Seitenkraft.  $M_S$  dreht in Richtung  $v_{Rabs}$ , daher Rückstellung! Das Rückstellmoment hat dabei sein Maximum bei kleinerem Schräglaufwinkel als die Seitenkraft ihr Maximum hat. Das ist auch gut so, da der Fahrer ein potentielles „Abreisen“ der Seitenkraft und damit Untersteuern früh angekündigt bekommt. Das müsste dann an dem kleiner werdenden Nachlauf liegen, da mit steigendem Schräglaufwinkel immer weniger Gummielemente im Auslauf des Latsches haften. Es gelten die Zusammenhänge:

$$\alpha_{M_{Smax}} < \alpha_{Smax}$$

Bei geringem Schräglaufwinkel führt eine kleine Änderung der Seitenkraft zu einer großen Änderung im Rückstellmoment. Wenn der Schräglaufwinkel gegen  $10^\circ$  geht, dann bewirkt eine große Änderung der Seitenkraft nur eine kleine Änderung des Rückstellmomentes. Der Hebelarm (Reifennachlauf) wird nämlich kleiner und die Seitenkraft erzeugt ein kleineres Moment als mit größerem Hebelarm. Denn je größer der Reifennachlauf ist, desto kleiner wird die Seitenkraft, die benötigt wird um ein bestimmtes Rückstellmoment zu erzeugen.

## Reifen unter Umfangs- und Seitenkraft

Auf einen Reifen kann nur eine bestimmte Gesamtkraft in zur Fahrbahn paralleler Ebenenrichtung angreifen, da der Kraftschlussbeiwert von allen Richtungen „aufgebraucht“ wird. Es ergibt sich der KAMM'sche Kreis. Ist zum Beispiel die Seitenkraft, die auf den Reifen wirkt schon so groß wie die maximale Haftkraft dann wird der Reifen rutschen, sobald nur ein bisschen Kraft in Längsrichtung aufgebracht wird. Es kann also nur eine bestimmte maximale Gesamtkraft vom Reifen auf die Fahrbahn übertragen werden. Dies bedeutet auch, dass maximale Beschleunigung und maximale Verzögerung (was die Bremsen oder der Motor zu leisten vermögen) nur bei Geradeausfahrt auf die Straße zu bringen sind. Es ist die größtmögliche Resultierende aus Seiten- und Umfangskräfte:

$$\sqrt{S + U} \leq \mu_h \cdot P_z$$

### 5.2.3 Einfluss auf Fahrverhalten

Bei einer Fahrt entlang einer Höhenlinie zieht die Hangabtriebskraft aufgrund der Nichtlinearität im Kennfeld Seitenkraft über Radlast das Fahrzeug mit dem Heck in Richtung hangabwärts. Es muss damit hangaufwärts gegengelenkt werden, Der Schräglaufwinkel vorne wächst und damit auch die Seitenkräfte. Das Giermoment wird null. Nichtlinearität: Es fällt mit steigender Radlast bei gleichem Schräglaufwinkel immer weniger Kraft der Radlast auf die mögliche Seitenführungskraft ab.

Bei einer Kurvenfahrt kann man ähnliche Phänomene beobachten. Nur ist hier die Störkraft eben die Fliehkraft. Grundätzlich kann eine angreifende Kraft im Schwerpunkt des Fahrzeuges eine Hangabtriebs-, Flieh- oder Seitenwindkraft sein. Aufgrund der Kraftschlussbeiwerte und der Radlasten (und damit aufgrund des Gewichtes des Fahrzeuges) muss eine Kraft dagegen wirken, die nur durch einen Reifenschräglauf auch aufgebaut werden kann. Die Kräfte stellen also einen Reifenschräglauf ein, der Kurs ändert sich. Schwimmwinkel sind die Folge. Die Seitenkraft  $S_{Res}$  wirkt gegen die Komponente der Störkraft, die senkrecht zur Fahrzeuglängsachse wirkt (abhängig vom Schwimmwinkel). Wenn

$$(S_{vr} + S_{vl}) \cdot \cos \delta_V + S_{hr} + S_{hl} = S_{Res} \quad \stackrel{!}{=} \quad Z = m_{Fzg} \cdot \frac{v_{SP}^2}{R} \cdot \cos \beta$$



gilt, dann ist Giermoment  $= 0$ . Falls ein Giermoment doch besteht und das Fahrzeug zum Beispiel untersteuernd verfährt da  $S_{Res}$  hinter dem Schwerpunkt angreift, dann Lenkwinkelanschlag erhöhen. Damit wird Schräglaufwinkel vorne erhöht und  $S_v$  ist damit ebenfalls größer. Somit greift  $S_{Res}$  wieder im Schwerpunkt an, Fahrzeug bleibt auf Kurvenradius.

# Kapitel 6

## Lenkung

Die Lenkung soll bei Fahrzeugen, die nicht schienengebunden sind, den Kurs der Fahrt einstellen. Sie wird vom Fahrer bedient und soll aber auch über Momente Rückmeldungen von der Straße dem Fahrer liefern. Die Fahrwerksgeometrie bestimmt den eingeschlagenen Lenkwinkel  $\delta$  bei gegebenem Lenkradwinkel. Die Rückstellung durch Nachlauf und Spreizung wirkt dem Lenkwinkel entgegen und möchte diesen zu Null einstellen. Die heute übliche Achsschenkellenkung, bei der jedes Rad eine eigene Schwenkachse aufweist (nicht so wie Drehschemellenkung), sorgt für eine geringe Kippneigung und wenig Einfluss von Reifenkräften auf die Lenkung. Der Lenkeinschlag kann sich auch selbsttätig durch Ein-/Ausfedern oder bei Seitenkraft (über den Reifennachlauf und den konstruktiven Nachlauf) ändern.

Man unterscheidet Schlepplenkung und Zwangslenkung bei der Lenkung durch den Fahrer. Die selbsttätige Lenkung wird durch Wank- oder Seitenkräfte hervorgerufen. Üblich ist heute die Zwangslenkung der Vorderachse, die im Gegensatz zur Hinterradlenkung für Stabilität auch bei höheren Geschwindigkeiten führt. Allradlenkung kann bei gleichsinnigem Lenkeinschlag der Vorder- und der Hinterachse höhere Seitenführungskräfte aufbauen oder sorgt bei kleinen Kurvenradien für eine stabilere laufende Hinterachse durch Abbau der Seitenkräfte. Bei gegensinnigem Einschlagen sind enge Wendekreise möglich, günstig bei Parkierfahrten. Also Lenktypen: Schlepplenkung, Vorderachslenkung, zwangsgelenkter Einachsanhänger, Allradlenkung.

### 6.1 Auslegung einer Lenkung

Eine Lenkung wird statisch und dynamisch getrennt voneinander ausgelegt. Eine statische Auslegung betrachtet korrekte Geometrie bei Geschwindigkeiten nahe Null, dynamische Auslegung berücksichtigt zusätzlich Seitenführungskräfte.

### 6.1.1 Statische Auslegung

Oberste Prämisse statischer Auslegung ist, dass sich die Verlängerung der Radachsen im Kurvenmittelpunkt schneiden müssen. Das garantiert einen geometrisch stabilen Lauf. Den größten Spurbereich beschreibt das kurvenäußere Vorderrad. Betrachte die Größen Lenkeinschlag links, Lenkeinschlag rechts, Abstand der Achsschenkelbolzen (Lenkzapfenspurweite), Radstand, Abstand Radhauptebene und Lenkzapfen, Radius der Bahn Achsmittelpunkt hinten, Radius der Bahn Achsmittelpunkt vorne, Radius des kurvenäußeren Vorderrades:

$$\delta_L, \delta_R, S_L, l, l_S, \rho, \rho_V, \rho_{K_{\max}}$$

Das kurvenäußere Vorderrad beschreibt den größten Spurbereich. Abhängig vom Radius, der die Bahn der hinteren Achsmittelpunkt beschreibt gilt für ihn:

$$\rho_{K_{\max}} = \sqrt{\left(\rho + \frac{s_L}{2}\right)^2 + l^2} + l_S$$

Der Breitenbedarf  $\Delta y$  ist die Differenz zwischen den Radien der Kurve die die Achsmittelpunkt hinten und derjenigen die die Achsmittelpunkt vorne beschreibt:

$$\Delta y = \rho_V - \rho$$

Man kann nun eine Invariante für eine geometrisch statische optimale Auslegung einer Lenkung herleiten. Zwei verschiedene Schreibweisen für die Differenz des Kotangens der Lenkwinkel ergibt das Verhältnis

$$x = \frac{2 \cdot l}{s_L} \cdot y$$

welches eine Gerade von der Achsmittelpunkt vorne bis zum Achsschenkelbolzen des kurveninneren Hinterrades beschreibt. Die Achsverlängerung des kurvenäußeren Rades bei gegebenem Lenkwinkel muss stets die gespiegelte Achse des kurveninneren Vorderrades auf dieser Gerade schneiden. **Lenkfehlerkurve**: In der Regel weicht der tatsächliche Schnittpunkt bis auf einen Punkt immer von dieser Sollgeraden ab.

Bei dieser Auslegung stehen Rad und Lenkzapfen stets senkrecht zur Fahrbahn. Es ist keine Vorspur eingestellt. Vorspur sorgt für einen grundsätzlichen Lenkfehler, der nicht korrigierbar ist. Dieser ist am größten bei Geradeausfahrt.

Das **Lenkviereck** oder das **Lenktrapez** sorgt dann dafür, dass die Lenkfehlerkurve möglichst klein bleibt, die Lenkwinkel ihre Verhältnisse dafür einhalten, dass obige Gleichung für die  $x$  und  $y$  erfüllt sind.

### 6.1.2 Dynamische Auslegung

Bei Geschwindigkeiten deutlich über 0km/h erzeugen die Fliehkräfte Seitenführungskräfte, aus denen sich ein Schräglaufwinkel einstellt. Die dynamische Auslegung muss nun berücksichtigen, dass die Bewegungsrichtung des Radschwerpunktes nicht gleich der Richtung der

Radhauptebene ist. Der tatsächliche Kreismittelpunkt der Kreisbahn, die man beschreibt, wird nach vorne verschoben. Die dynamische Auslegung verlangt also eine Abhängigkeit der Querbeschleunigung, die auf das Fahrzeug wirkt:

$$\delta_L = f(\delta_R, l, s_L, b_{\text{quer}})$$

In der Praxis ist die Auslegung statisch. Der Fehler durch  $b_{\text{quer}}$  wird von den Schräglauflfähigkeiten der Reifen überdeckt.

## 6.2 Manuelle Lenksystemtypen

Die **Zahnstangenlenkung** hat ein Lenkgetriebe mit Zahnstange, die die rotatorische Bewegung in eine translatorische umsetzt. Sie hat einen geringen Raumbedarf, ist einfach aufgebaut und stellt durch eine Anpressfeder einen spielfreien Formschluss zwischen Zahnstange und Ritzel her. Sie wird in manueller Form nur noch bei Kleinwagen eingesetzt. Sie ist sehr stoßempfindlich und bei Starrachsen nicht einsetzbar.

Die **Kugelumlauf lenkung** beschreibt im Gegenteil zur Zahnstangenlenkung eine rotatorische Bewegung. Sie hat ihre Vorteile in einer geringen Stoßempfindlichkeit und in einer leichten Einstellung der Vorspur durch freie Wahl der Spurstangenlänge. Sie ist sehr leichtgängig. Dafür ist sie aufwendiger im Aufbau und teurer und weist eine höhere Lenkelastizität auf. Sie wird heute in Verbindung mit Servounterstützung eingesetzt. Die Lenkwelle führt die Spurstange über einen Lenkstockhebel.

## 6.3 Servolenkung

Die Unterstützung der Lenkung erfolgt hydraulisch, elektrisch oder pneumatisch. Dabei bleibt stets eine mechanische Verbindung bestehen, dass bei Ausfall der Systeme trotzdem noch gelenkt werden kann. Die Lenkkraft des Fahrers wird nur verstärkt.

Die hydraulische Servolenkung ist heute am weitesten verbreitet. Sie baut kompakt, bedarf aber einer bestimmten Leistung für die Ölpumpe. Hydrolenkung meistens in Kombination mit einem Zahnstangenlenkgetriebe, seltener mit einem Prinzip des Kugelumlaufs. Bei der Hydrolenkung wird eine Flügelpumpe über den Keilriemen angetrieben. Sie treibt den Ölkreislauf durch einen Ölbehälter.

Die **Kugelumlauf-Hydrolenkung** weist eine sehr geringe Stoßempfindlichkeit auf. Nachteile ergeben sich in der höheren Lenkelastizität, dem Gewicht, dem Preis und dem Aufwand (analog der manuellen Kugelumlauf lenkung). Der Öldruck im Lenkgehäuse unterstützt durch einen Hydraulikkolben die Lenkbewegung des Fahrers, die durch das Lenkrohr mit Drehstab rotatorisch eingeleitet wird und die Lenkschraube in Drehung versetzen kann. Über ein

Zahnsegment wird die Lenkwelle in Drehung versetzt. Durch die Anbringung des Druckventils zwischen Lenkschaube und Lenksäule ist die unterstützende Servowirkung eine Funktion des eingebrachten Drehomentes.

Bei dem **Zahnstangen-Hydrogelenk** wird die translatorische Bewegung der Zahnstange durch Öldruck unterstützt. In neutraler Stellung des Lenkventils ist ein konstanter Ölstrom gegeben. Über eine gewisse Funktionsweise (achtung magic!) von Drehstab und Drehschieber kann Lastabhängig Öldruck in den Arbeitskolben eingeleitet werden. Bei der Zahnstangen-Hydrolenkung mit Drehschiebeventil ist der Raumbedarf an der Achse kaum größer als mit der manuellen Zahnstangenlenkung.

Bei der Servolenkung muss allerdings darauf geachtet werden, dass die Rückmeldungen von der Fahrbahn (Rückstellmoment) unverfälscht beim Fahrer ankommen, damit er zum Beispiel bei Untersteuerung mehr einlenken kann. Das Lenkgefühl muss „echt“ bleiben.

Die Ventilkennlinie ist in Fahrkennlinie und Parkierkennlinie unterteilt. Ab ca. 25bar gilt die Parkierkennlinie mit Unterstützung von bis zu 80bar. Im normalen Fahrbetrieb wird mit maximal 25bar unterstützt. Das sorgt für ein natürliches Lenkgefühl. Der Abschneidedruck ist derjenige Druck, bei der sich die Tangente die am Ende der Fahrkennlinie (25bar) anliegt und diejenige Tangente, die an dem Punkt anliegt, bei dem der Druck ungleich Null wird, schneiden.

Für ein natürliches Lenkgefühl, das nicht zu stumpf ist, darf der **Hysteresebewert** nicht zu groß werden. Er sollte unter 35% sein. Er ist das Verhältnis von dem Moment, das man zum Auslenken weniger braucht als zum Einlenken zu dem Gesamtmoment, das man zum Lenkeinschlagen und Auslenken zusammen braucht. Mit  $M_E$  Moment des Lenkradeinschlages und  $M_A$  Moment, mit dem Lenkrad wieder ausgelenkt wird ist der Hysteresebewert  $h_{\text{lenk}}$  gegeben durch:

$$h_{\text{lenk}} = 2 \cdot \frac{M_E - M_A}{M_E + M_A} \leq 0.35$$

**Elektrische Hilfskraftanlagen** brauchen kein permanent hohes Druckniveau und sind somit energiesparender. Sie nehmen auch weniger Platz in Anspruch. Die Regelung der Lenk kraft last- und geschwindigkeitsabhängig ist einfacher als bei Hydrolenksystemen. Hohe Herstellungskosten und begrenzte Maximalleistung sind Nachteile.

**Pneumatische Hilfskraftanlagen** können den erforderlichen Unterdruck im Saugrohr des Ottomotors abgreifen, es ist keine zusätzliche Pumpe erforderlich. Die Lenkunterstützung ist aber zu schwach und liefert beim Parkieren nur ausreichende Ergebnisse. Der Arbeitszylinder muss wegen den geringen Drücken einen großen Durchmesser aufweisen.

## 6.4 Steer By Wire

Nach dem Prinzip Steer by Wire existiert keine mechanische Verbindung zwischen Lenkrad und gelenkten Rädern mehr. Die konventionelle Lenksäule entfällt. Für die Realisierung muss

auf beiden Seiten Sensorik und Aktorik vorhanden sein, um dem Fahrer auch die Rückstell- und Störmomente von der Straße zu liefern. Die Signale werden über das ECU (Electronic Control Unit) verarbeitet. Der Lenkradaktuator erzeugt ein Lenkgefühl am Lenkrad. Der Lenkaktuator stellt Spurstange gemäß Vorgabe des ECU ein.

Man braucht also Sensoren für Lenkradwinkel und -momente sowie Zahnstangenweg und -kraft. Durch Echtzeitmodelle können Sensoren eingespart oder Redundanz erzeugt werden. Der Regler für den Lenkaktuator an der Zahnstange vergleicht fortlaufend den Ist-Zahnstangenweg mit dem Weg, der durch eine Strategieeinheit vorgegeben wird und stellt über einen Soll-Motorstrom den Radlenkwinkel ein. Die gemessene Zahnstangenkraft (Störkräfte/Rückstellmomente) wird über eine Steuerungsstrategie in ein Soll-Lenkradmoment umgewandelt, das von einem Regler umgesetzt wird. Dabei sollen kleine Zahnstangenkräfte zunächst schnell hohe Momente im Lenkrad hervorrufen, aber in ihrer Steigung stagnieren, wenn die Zahnstangenkraft immer größer wird. Dies muss von der LRA-Strategie als dem Regler vorgeschaltetes Bauelement beachtet werden.

Bei Kraftfahrzeugen ist keine ständige Wartung (wie etwa bei Flugzeugen) gewährleistet. Daher muss ein Fail-Save-Zustand unbedingt eingenommen werden, falls die Elektrik ausfällt. Zum Beispiel eine inaktive, mechanische Verbindung koppeln (Stand-By-Stufe): Eine Sicherheitskupplung wird stromlos durch eine Feder geschlossen, falls ECU eine Fehlfunktion meldet oder ein Stromausfall vorliegt.

Insgesamt ergeben sich die Vorteile, dass die Lenksäule komplett entfällt (passive Sicherheit) und damit mehr Bauraum zur Verfügung stellt für Antriebsmaschine oder andere Komponenten. Der Komfort ist besser, da die Regelstrategie der Lenkradaktuatoren nur für den Fahrer relevante, niederfrequente Fahrbahnrückmeldungen weitergibt. Des Weiteren können elektronische Fahrerassistenzsysteme besser eingreifen und zukünftige Verkehrsleitsysteme unterstützen. Lenkübersetzung ist variabel anpassbar. Als Nachteil sei hier nur die aufwendige Sicherheitstechnik zu nennen.

## 6.5 Lenkung von Anhängern

Anhänger unterliegen den Lenkprinzipien der Schlepplenkung oder der Zwangslenkung, wobei bei letzterem der Anhänger über eine eigene Lenkeinrichtung verfügt. Einachsanhänger verfügen meist aber nur über starre Deichsel, also sind schleppgelenkt.

Bei der **Schlepplenkung** eines Einachsanhängers der Führungspunkt  $P$  wichtig. Er ist dort, wo der Anhänger auf die Anhängerkupplung gesetzt wird. Um diesen Punkt kann sich die geschleppte Achse frei einstellen, Der Punkt  $P$  verfährt auf einer so genannten Schleppkurve. Betrachte die Größen  $l_1$  Radstand des Zugfahrzeuges,  $l_2$  Abstand Hinterachse und Führungspunkt,  $l_3$  Abstand Führungspunkt und Anhängerachse. Des weiteren sind definiert die Radien der Kurven (gemessen in der Achsmittle), die von der Anhängerachse beschrieben wird  $\rho_{KH}$  und diejenige die von der Vorderachse des Zugfahrzeuges beschrieben wird  $\rho_{KV}$ .

Damit ist der Spurversatz  $\Delta y$  statisch gegeben:

$$\Delta y = \rho_{KV} - \rho_{KH} = \rho_{KV} - \sqrt{\rho_{KV}^2 - l_1^2 + l_2^2 - l_3^2}$$

Somit wird der Breitenbedarf klein, wenn der Deichsel und der Zugfahrzeuggradstand klein ist. Mit längerer Anhängerkupplung wird der Breitenbedarf auch größer.

Bei einem Zweiachsanhänger kann die vordere Achse über Zapfen oder Drehkranz schleppend mitgelenkt werden. Für den Breitenbedarf ergibt sich hier:

$$\Delta y = \rho_{KV} - \sqrt{\rho_{KV}^2 - l_1^2 + l_2^2 - l_3^2 - l_4^2}$$

Der Breitenbedarf ist auch hier stets größer 0. Abhilfe schafft nur die **Zwangslenkung** an der Hinterachse (oder Vorderachse). Betrachte 4 Achsen, die hintere vom Anhänger ist gelenkt, die vordere der Zugmaschine verfügt über Achsschenkellenkung. Dann wird bei dem Spurversatz der letzten und ersten Achse das letzte Minus zu einem Plus:

$$\Delta y = \rho_{KV} - \sqrt{\rho_{KV}^2 - l_1^2 + l_2^2 - l_3^2 + l_4^2}$$

Einschlag  $\beta$  der Anhängerhinterachse muss abhängig von Knickwinkel  $\epsilon$  gewählt werden:

$$\tan \beta = \frac{l_4 \sin \epsilon}{l_3 \cdot \cos \epsilon + l_2}$$

Wobei hier für den Breitenbedarf anschaulich aber die folgende Formel entscheidend ist.  $\rho$  ist dabei der Radius der Vorderachse des Anhängers.

$$\Delta \bar{y} = \rho_{KV} - \rho$$

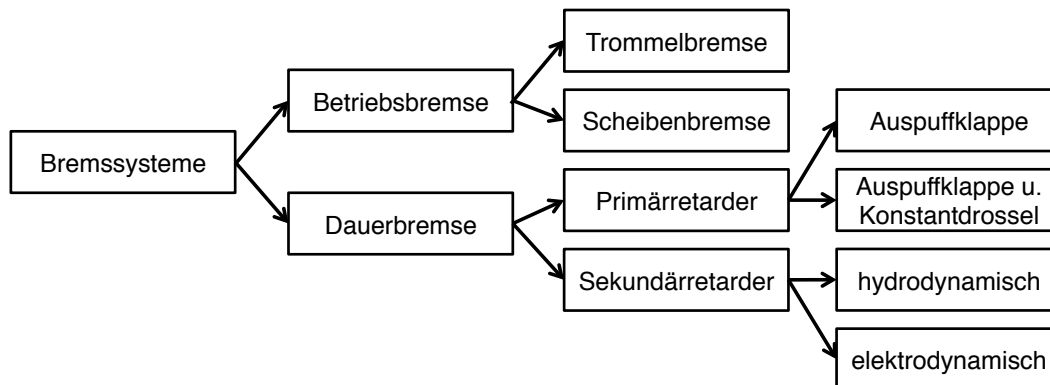
# Kapitel 7

## Bremsen

Die Aufgabe der Bremsanlage ist es, ein Fahrzeug zu verzögern. Dabei wird kinetische Energie, die während der Beschleunigungsphase dem Fahrzeug aus der chemischen Energie des Kraftstoffes in Form von Vortrieb zugeführt wurde, in Wärmeenergie umgewandelt. Ausserdem kann durch eine Feststellfunktionalität das Fahrzeug vor Wegrollen geschützt werden.

Das System Bremsanlage besteht aus den Teilkomponenten Pedalerie, Hauptbremszylinder mit Bremskraftverstärkung (Geberzylinder), Leitungen zur Kraftübertragung sowie Nehmerzylinder und Bremsbelag als ungeteerte Massen.

**Taxonomie:** Man unterscheidet auf oberster Abstraktionsebene Dauerbremsanlagen und Betriebsbremsanlagen für die kurzfristige Betätigung. Weiter unterscheidet man Scheibenbremsen und Trommelbremsen am Rad (Reibungsbremsen) sowie Wirbelstrombremse, Strömungsbremse und Motorbremse im Antriebsstrang (Retarder). Erstere beiden dienen in der Regel als Betriebs- und Feststellbremsanlage in einem Fahrzeug.



**Zusammenwirken** verschiedener Bremsanlagen: Bei der Betriebsbremsanlage (Reibungsbremsen) können kurzfristig sehr hohe Bremsleistungen erzielt werden (je Rad  $1000kW$ ). Die Bremsleistung lässt allerdings ab  $200^{\circ}C$  nach, da der Reibungskoeffizient sinkt. Ausserdem nimmt der Verschleiß sehr stark zu. Motorbremssysteme sind für Dauerbetrieb sehr gut



geeignet, liefern aber nur ein Bremsmoment von bis zu  $250kW$  ab. Retarder elektro- oder hydrodynamisch wirken ebenfalls als Dauerbremse, sind aber auch Temperaturabhängig und liefern im Mittel ca.  $500kW$  an Bremsleistung.

### Physikalisches Wirkprinzip der Bremskräfte

Mit der **Fußkraft**  $F$ , die auf die Pedalerie wirkt, der **Spannkraft**  $S$ , die in der Reibpaarung wirkt, der **Umfangskraft**  $U$ , die tangential zur Bremsscheibe wirkt und das Bremsmoment erzeugt sowie der letzendes zwischen Reifen und Fahrbahn wirkenden **Bremskraft**  $B$  lässt sich folgender Wirkungsfluss aufstellen:

$F$  erzeugt  $S$  erzeugt  $U$  erzeugt  $B$ .

Die wirkende Bremskraft  $B$  zwischen Fahrbahn und Rad ist begrenzt durch  $B_{max}$ , welches sich mit der Radlast  $P_z$  und dem Haftreibungskoeffizient  $\mu_h$  ergibt zu:

$$B_{max} = \mu_h P_z$$

Über den Radradius  $R$  und dem Felgenradius  $r$  erhält man damit durch das Aufstellen eines Momentengleichgewichtes die **Blockiergrenze**. Für die wirksame Umfangskraft  $U$  der Bremse muss gelten:

$$U \leq B_{max} \frac{R}{r} = \mu_h P_z \frac{R}{r}$$

Mit der Fußkraft  $F$  (die üblicherweise zwischen 400 und 800 Newton liegt) und der Spannkraft  $S$  der Bremsbeläge definiere äußere und innere Übersetzung. Die äussere Übersetzung gibt das Verhältnis von der erzeugten Spannkraft zur wirkenden Fußkraft an. Die innere Übersetzung gibt an: pro anliegender Spannkraft - wie viel Umfangskraft ist wirksam?

$$i_a = \frac{S}{F}, \quad i_i = \frac{U}{S}$$

Mit diesen Übersetzungen können wir das **akkumulierte Bremsmoment** berechnen zu:

$$\sum_{j=1}^4 F \cdot i_a \cdot i_i \cdot r = \sum_{j=1}^4 B \cdot R \leq \sum_{j=1}^4 B_{max} \cdot R = \sum_{j=1}^4 \mu_h \cdot P_z \cdot R$$

Der Fahrerwunsch an Verzögerungsleistung wird also über die Bremspedalerie abgegeben. Der Hauptbremszylinder als Geber baut mithilfe einer Bremskraftverstärkung einen hydrodynamischen Druck auf, der an den Nehmerzylinder weitergegeben wird. Am Kolben wirkt die Spannkraft und erzeugt das Bremsmoment als Produkt des Reifenradius und der Umfangskraft.

## 7.1 Scheibenbremse

Man unterscheidet **Festsattelbremsen** und **Schwimmsattelbremsen**. Bei Festsattelbremsen drücken 2, 4 oder 6 Kolben mit Bremsbelägen von beiden Seiten gegen die Bremsscheibe. Bei Schwimmsattelbremsen ist ein Teil des Sattels verschiebbar und nur ein Kolben erzeugt Bremsumfangskraft.

Die wirkende Umfangskraft (und damit die Bremskraft) lässt sich direkt aus der wirkenden Spannkraft berechnen wenn man den Reibbeiwert des Bremsbelages  $\mu_b$  kennt (zwischen 0,25 und 0,5).  $S$  wirkt auf beiden Seiten der Bremsscheibe und man erhält als wirkende Bremskraft:

$$B = \frac{R}{r} (\mu_B S + \mu_B S)$$

Weitere Typen: Schwimmrahmenscheibenbremse und Schwimmsattelscheibenbremse mit integrierter Feststellbremse.

Die Scheibenbremse zeichnet sich durch eine hohe und gleichmäßige Bremsleistung aus. An Hinterrädern von leistungsschwachen PKWs oder in NFZen wird auch oft die Trommelbremse verbaut. Sie hat eine hohe innere Übersetzung und ist schmutzunempfindlich:

## 7.2 Trommelbremse

Die Trommelbremse kann aus der Spannkraft eine größere Umfangskraft und damit ein größeres Bremsmoment erzeugen als die Scheibenbremse (innere Verstärkung). Dafür baut sie größer und hat ein höheres Gewicht. Ausserdem ist die Fähigkeit zur Wärmeableitung signifikant schlechter und die Wartung und das Nachstellen aufgrund des Belagabriebs aufwendiger. Sie neigt auch verstärkt zu Fading. Das Antriebsmoment wird über die Trommel einer Trommelbremse übertragen wobei das Rad direkt an der Trommel verschraubt ist. Bremsmomente werden erzeugt, indem zwei Backen von Innen an die Trommel drücken. Je nach Fahrtrichtung nimmt bei der einfachen Trommelbremse dabei eine Backe die Rolle der auflaufenden Bremsbacke ein und die andere die der ablaufenden.

Selbstverstärkung da die resultierende Umfangskraft, die auf die Bremsbacken wirkt, zusätzliches Anpressmoment erzeugt (auflaufende Backe). Selbstschwächung da aufgrund des Drehsinnes die Umfangskraft das Anpressmoment verringert.

**Simplex-Bremse** besitzt einen Bremszylinder mit einem Kolben auf jeder Seite. Die Spannkraft drückt die am anderen Ende jeweils drehbar gelagerten Bremsbacken auseinander gegen die Trommel. Je nach Fahrtrichtung ist eine Backe auflaufend und die andere ablaufend. Die Bremskraft ist für die Vorwärts- sowie für die Rückwärtsfahrt gleich. Der Verschleiß an der auflaufenden Bremsbacke (die in Fahrtrichtung liegende, Primärbelag) ist größer als derjenige der ablaufenden.

Die **Duplex-Bremse** verhält sich in eine Fahrtrichtung auflaufend und in die andere ablaufend. Bei der Vorwärtsfahrt sind also beide Bremsbacken auflaufend. Sie besitzt zwei Bremszylinder. Die Abstützung am Bremsträger ist diametral angebracht.

Die **Duo-Duplex-Bremse** weist auf beiden Seiten einen doppelkolbigen Nehmerzylinder auf. Somit wirkt sie in beide Fahrtrichtungen auflaufend. Die Dosierung ist allerdings erheblich erschwert. Heute nicht mehr eingesetzt.

Bei der **Servo-Bremse** erzeugt das Hintereinanderschalten der Bremsbacken eine besonders hohe Bremswirkung. Sie hat die größte innere Verstärkung. Man erhält zusätzliche Spannkraft dadurch, dass die Stützkraft der einen die andere Backe zusätzlich anpresst. Allerdings ist sie dafür umso schwächer bei der Rückwärtsfahrt.

Die **Duo-Servo-Bremse** besitzt im Gegensatz zur Servo-Bremse einen zweikolbigen Bremszylinder.

Also der Präfix "Duo" weist auf eine verstärkende Wirkung durch Auflaufen in beide Fahrtrichtungen hin. Jeweils erreicht durch doppelkolbige Bremszylinder. "Servo" bedeutet eine Hintereinanderschaltung der Bremsbacken und erzeugt eine besonders hohe innere Verstärkung. "Duplex" bedeutet dass zwei Zylinder verwendet werden und "Simplex" dass nur ein Zylinder verbaut ist. Also nochmals zusammenfassend:

Simplex:		immer eine Backe auflaufend, eine ablaufend
Duplex:	2 Bremszylinder	beide entweder auflaufend oder ablaufend
Duo:	2 Kolben je Zylinder	beide immer auflaufend
Servo:	Backenkopplung	besonders hohe innere Verstärkung

Die **resultierende Kraft**  $R$  auf die Bremsbacke aus Spann- und Umfangskraft errechnet sich mithilfe eines Momentengleichgewicht aus Abstand Aufhängepunkt an Bremsträger zu Wirkpunkt Spannkraft  $h$  und Hebelarm der Resultierenden  $a_0$  zu:

$$R = S \cdot \frac{h}{a_0}$$

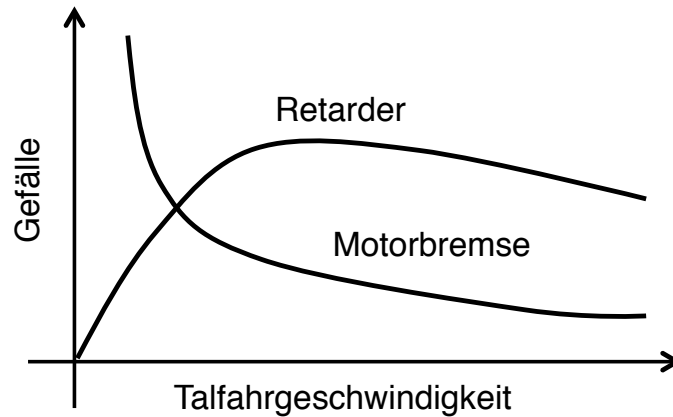
$h$  ist fest. Somit ist das Verhältnis von  $R$  und  $S$  vom Abstand des betrachteten Punktes auf der Bremsbacke zu der Aufhängung abhängig.

Beispiele der inneren Verstärkung (Übersetzung) bei üblichem Reibwert  $\mu_{ub} = 0,3$ : Scheibenbremse: 0,6; Simplex-Bremse: 1,5; Duplex-Bremse: 2,3; Servo-Bremse: 3,5.

## 7.3 Retarder

Retarder als Dauerbremsanlage wirken in der Regel nicht direkt an der Radnabe, sondern im Antriebsstrang bis hin zur Integration ins Getriebe oder dem Motorabgastrakt und sind verschleißfrei. Sie eignen sich besonders für Nutzfahrzeuge da Radbremsanlagen wegen der hohen zu verzögernden Masse schnell überhitzen und vorzeitig verschleifen würden. Sie können

ein Fahrzeug allerdings nicht bis zum Stillstand verzögern. Dauerbremsanlagen unterstützen die Betriebsbremsanlage. In der Abbildung ist das Kennfeld von fünf Dauerbremsanalgentechnologien unterhalb der thermischen Belastungsgrenze abgebildet. Aufgetragen nach der konstanten Fahrgeschwindigkeit (proportional Gelenkwelldrehzahl) ist das Gefälle (und damit das nötige Bremsmoment):



Man unterscheidet primäre und sekundäre Retarder. Die primären Retarder im Verbrennungsmotor wirken nur bei langsamen Fahrgeschwindigkeiten gut. Hochtriebretarder sind besonders im Bereich von 30 bis 50 km/h allen anderen Systemen überlegen. Während Motorbremssysteme nicht mit thermischen Problemen zu kämpfen haben sinkt die Bremsleistung von Sekundärretardern um bis zu 50% nahe der thermischen Belastungsgrenze.

### 7.3.1 Primärretarder

Sie wirken vor dem Getriebe. Damit ist die Bremswirkung von eingelegter Fahrstufe abhängig. Motorbremssysteme mit Auspuffklappe und eventuell Konstantdrossel.

**Motorbremssysteme mit Auspuffklappe** zeichnen sich durch einen geringen Aufwand und ein geringes Gewicht aus. Hier wird der Motor in den Schubtrieb versetzt indem die Kraftstoffzufuhr unterbrochen wird. Desweiteren wird eine Auspuffklappe geschlossen um eine Drosselung der Abgasausströmung zu erreichen. Es entsteht durch den Gegendruck, gegen den der Kolben arbeiten muss, eine Bremswirkung. Die Abgasströme müssen nun durch ein Druckregelventil einen Bypass im Auslass passieren. Dieses Druckregelventil verhindert auch zu große Drücke, bei denen in hohen Drehzahlbereichen der Motor zu Schaden kommen könnte. Nachteile:

**Motorbremssysteme mit Auspuffklappe und Konstantdrossel:** Hier wird zusätzlich zur Auspuffklappe eine Konstantdrossel geschaltet. Dabei handelt es sich um ein weiteres, kleines Auslassventil neben dem Hauptauslassventil, welches bei Aktivierung des Dauerverzögerungssystem geöffnet wird. Durch sie wird eine gezielte Dekompression zwischen dem 2. und dem 3. Arbeitstakt erreicht. Die komprimierte Luft nach dem zweiten Takt kann nicht

dazu genutzt werden, den Kolben im dritten Arbeitstakt (Wenn im Zugbetrieb Frischladung zugeführt wurde) wieder in den unteren Totpunkt zu drücken. Der Zylinderdruck wird zuvor durch die Konstantdrossel abgebaut. Die Bremsleistung wird insbesondere durch Kombination einer Konstantdrosselbremse mit einer Auspuffklappenbremse deutlich größer. Aufwand und Gewicht sind weiterhin sehr gering im Vergleich zu Sekundärdauerbremsen (Retardern).

Nachteile beider System:

- Bei ausgekuppeltem Motor keine Bremswirkung
- Bei höheren Geschwindigkeiten Bremswirkung relativ gering da in hohem Gang der Motor pro zurückgelegter Wegstrecke weniger Umdrehungen vollzieht. Bei geringeren Fahrgeschwindigkeiten hingegen ist eine günstigere Getriebeübersetzung  $\gg 1$  möglich und damit große Drehzahlen des Motors
- Bei Gangwechsel mit Vorgelegegetriebe Bremskraftunterbrechung.

### 7.3.2 Sekundärretarder

Sie wirken zwischen Getriebe und Achse und sind damit nicht Drehzahlabhängig und auch bei ausgelegtem Gang wirksam. Man unterscheidet elektrische und hydraulische Retarderbauformen.

**Hydraulische Retarder** entsprechen einer Föttinger-Kupplung mit festgesetzter Turbine (Stator). Das Pumpenrad ist der Rotor. Die zum Beschleunigen des durch den Stator immer wieder abgebremsten Öls benötigte Energie wird der kinetischen Energie des Fahrzeuges entnommen. Die anfallende Strömungsenergie wird in Wärme umgewandelt. Das aufgebrauchte Bremsmoment kann mittels Einstellung des Ölfüllgrades variiert werden. Ausserdem steigt das Moment bei gleichbleibender Ölmenge mit der Fahrgeschwindigkeit. Das wirksame Bremsmoment kann von mindestens 300 bis zu 3000 Newtonmeter betragen und berechnet sich analog des Föttingerwandlers zu:

$$M_{brems} = k \cdot D^5 \cdot n^2$$

Hier bezeichnet  $M_{brems}$  das Bremsmoment in Newtonmeter.  $k$  ist der Retarderfaktor und eine Funktion von Füllungsgrad, Schufelform u.a.  $D$  ist der Schaufeldruchmesser und  $n$  die Drehzahl des Rotors (also der Wandlereingangswelle).

Es ist eine aktive Kühlung erforderlich, die über die Motorkühlung passiert. Sie begrenzt genau wie die maximale mechanische Belastung die maximale Bremsleistung.

Hochtriebretarder sind parallel zum Getriebestrang angeordnet und unterliegen einer Übersetzung von ca. 1:2. Sie bremsen somit die doppelte Drehzahl der Gelenkwelle und sprechen auch bei niedrigeren Fahrgeschwindigkeiten an.

**Vorteile** von hydraulischen Retardern: Auch bei langsamen Gelenkwelldrehzahlen hohes Bremsmoment. Das Gewicht ist auch relativ gering (150kg). **Nachteile:**

- Bei konventionellem hydraulischen Retarder geringe Bremswirkung bei geringen Geschwindigkeiten.
- hoher Bauaufwand
- Bei zunehmender Erwärmung muss Öl zurückgenommen werden und damit wirkt nur noch ein geringeres Bremsmoment als erwünscht.
- Ein bis zwei Prozent der Motorleistung ist Verlustleistung auch ohne Öl.

**Elektrische Retarder** arbeiten nach dem Prinzip einer Wirbelstrombremse. Erregerspulen sind als Statoren fest mit der Karosserie verbunden. Der luftgekühlte Rotor führt die Bewegungsenergie des Antriebsstranges zum Retarder. Erregerspulen werden mit Strom versorgt. Durch elektromagnetische Wirbelströme entsteht ein Bremsmoment. Damit stufenweise Steuerung oder Regelung möglich indem Statorspulen zu-/abgeschaltet werden. Mit Retarderfaktor  $c$ , magnetischer Flussdichte  $B$  und Rotordrehzahl  $n$  erhält man:

$$M_{brems} = c \cdot B^2 \cdot n^2$$

Hier nimmt das Bremsmoment auch mit hoher Wärme ab ( $500^\circ C$ ) da der elektrische Widerstand zunimmt und damit der Strom abnimmt. In diesem Fall werden Erregerspulen abgeschaltet. Vorteile: gute Bremswirkung auch bei geringen Fahrgeschwindigkeiten, kurze Ansprechzeit, einfache Kühlung und einfache Bauform. Nachteile sind hier: hohes Gewicht (400kg) und Temperaturgrenze für das Bremsmoment.

## 7.4 Brake by Wire

Die Betätigungseinrichtung des Bremssystems ist mechanisch, hydraulisch und pneumatisch von den Bremsen getrennt. Pedalhaptik und Gegendruck wird z.B. durch Progressivfedern und geschwindigkeitsproportionale Dämpfer simuliert. räumliche Informationsübertragung erfolgt elektrisch. Typen:

- elektropneumatisch bei Nfz (EBS)
- elektrohydraulisch bei Kfz (EHB)
- elektromechanisch in Entwicklung (EMB)

Bei der **elektrohydraulischen und -pneumatischen Bremse** wird im Fehlerfall auf die Hydraulik / die Pneumatik zurückgegriffen, allerdings ohne Bremskraftverstärker. Dadurch genügt auch ein kompakter Einbremszylinder. → gesetzliche Anforderungen der zwei Kreise.

Bei der **elektromechanischen Bremse** wird Leistungselektronik eingesetzt und die Bremsenspannkraft durch Elektroaktuatoren aufgebracht. Betätigungseinrichtung und Bremsen

verfügen also ausschließlich über eine elektronische Verbindung. Da somit Rückfallebene fehlt werden die elektronischen Komponenten redundant ausgelegt. Hier gibt es also keine Bremsflüssigkeiten. Bessere Wartung und umweltverträglicher. Elektrische Parkbremse ist leicht zu realisieren. Dafür braucht man redundante Spannungsverdorgung.

**Vorteile** Brake by Wire:

- geringere Bremsenansprehdauer führen zu kürzeren Bremswegen
- optimale Bremskraftverteilung möglich
- kein pulsierendes Bremspedal bei Regelsystemeingriff
- Pedalgefühl synthetisiert und damit anpassbar
- Anfahrassistentz am Hang möglich
- Bremskomponenten können elektronisch überwacht werden
- Integration in andere Assistenzsysteme leichter möglich
- Weniger Platzbedarf der Betätigungseinrichtung
- Verschleißharmonisierung bei Nutzfahrzeugen realisierbar

# Anhang A

## Symbole, Größen und ihr Formelzeichen

### Fahrwiderstände und Kräftemechanik

<i>Größe</i>	<i>Erläuterung und typische Zahlenwerte</i>
$W_T$	Triebwerkswiderstand, wirkt zwischen Schwungscheibe und Radlager
$W_{Radi}$	Radwiderstand von Rad $i$ aus Vorspur-, Schwall-, und Rollwiderstand
$W_L$	Luftwiderstand
$W_B$	Beschleunigungswiderstand
$W_S$	Steigungswiderstand
$Z$	Zughakenwiderstand
$N_{St}$	Straßenfahrleistung aus Kräfte die am Rad zur Verfügung stehen
$N_{Mot}$	Motorleistung, effektiv an Schwungscheibe. Also gleich $N_e$
$N_T$	Leistung die für Triebwerkswiderstände aufgebracht werden muss
$N_{Radi}$	Leistung die für Radwiderstände aufgebracht werden muss
$N_L$	Luftwiderstandsleistung
$N_B$	Beschleunigungswiderstandsleistung
$N_S$	Leistung die für Steigung aufgebracht werden muss
$N_Z$	Leistung zum Ziehen eines Anhängers
$W_{Ri}$	Rollwiderstand des Rades $i$ aus $W_{Wi}$ und $W_{Li}$
$W_{Vi}$	Vorspurwiderstand von Rad $i$
$W_{Si}$	Schwallwiderstand von Rad $i$
$W_{Wi}$	Walkwiderstand von Rad $i$ , 80% vom Rollwiderstand
$W_{Li}$	Luftwiderstand von Rad $i$
$A$	Antriebskraft an Achse. Bei einer 44kW Maschine typischerweise 5000N
$m$	Fahrzeugmasse
$G$	Gewichtskraft $m \cdot g$ . Bei $m = 1000kg$ zum Beispiel $G = 10kN$ , greift im SP an
$h$	Schwerpunktslage vertikal über Fahrbahn. $h = h_a + r$
$h_a$	Schwerpunktslage über Achse
$\mu_h$	Haftreibungskoeffizient. Asphalt $\mu_h = 0.9$ , Nässe $\mu_h = 0.7$ , Eis $\mu_h = 0.1$
$f_{Ri}$	Rollwiderstandsbeiwert Rad $i$



Größe	Erläuterung und typische Zahlenwerte
$f_R$	Radwiderstandsbeiwert des gesamten Fahrzeuges $f_R \approx 0.01$
$r_{dyn}$	Dynamischer Reifenrollradius
$U_{dyn}$	Dynamischer Abrollumfang = $2 \cdot \pi \cdot r_{dyn}$
$P_{zi}$	Radlast von Rad $i$
$e$	Exzentrizität. Hebelarm durch inh. Flächenpressung der Gegenkraft der Radlast
$f_{Wi}$	Walkwiderstandsbeiwert des Rades $i$ . Auch: $k_{Ri}$
$c_X$	Luftwiderstandsbeiwert für schräge Luftanströmung
$c_W$	Luftwiderstandsbeiwert für Komponente in Fahrtrichtung
$A$	Stirnfläche des Fahrzeuges für $W_L$
$\rho$	Luftdichte abhängig von Temperatur und Druck
$w$	Anströmgeschwindigkeit Seitenwind (ohne Fahrwind)
$q$	Steigung in Prozent, $q = \tan \alpha \cdot 100\%$
$\alpha$	Steigungswinkel
$\tau$	Seitenwindwinkel
$m_{trans}$	translatorisch zu beschleunigende Masse
$m_{rot}$	rotatorisch zu beschleunigende Masse
$W_{ges}$	Alle Fahrwiderstände bis auf Zughaken und Triebwerswiderstand summiert
$M_d$	Motormoment an Schwungrad
$M_{d,max}$	größtes Drehmoment, das der Motor liefern kann. Ist bei bestimmter Drehzahl
$n_{Mot}$	Motordrehzahl in $min^{-1}$ , manchmal auch nur $n$
$k_R$	Korrekturfaktor für $r_{dyn}$ . berücksichtigt Luftdruck, Geschwindigkeit (Fliehkraft)
$i_D$	Differenzialgetriebeübersetzung
$i_{Gi}$	Schaltgetriebeübersetzung bei Gangstufe $i$
$A_i$	Antriebskraft(kurve) in Gangstufe $i$
$P_{nenn}$	Nennleistung. Maximale Leistung am Schwungrad $N_{e,max}$
$n_{nenn}$	Drehzahl $n_{Mot}$ bei der $P_{nenn}$ geliefert wird
$l$	Radstand
$s_H$	Abstand Schwerpunkt SP von der Hinterachse
$s_V$	Abstand Schwerpunkt SP von der Vorderachse
$G_H$	Teil von G der sich an Hinterachse abstützt. Statischer Fall ist $G_H = P_{ZH}$
$G_V$	Teil von G der sich an Vorderachse abstützt – dynamische Radlast, Anpressdruck
$Q_H$	Radlast hinten in Schräglage für Bestimmung der Schwerpunktshöhe
$G_N$	Normalenanteil von G, bei $\alpha \neq 0$ ungleich G
$G_{HN}$	Normalenanteil von der Achslast hinten. Bei $\alpha = 0$ gleich $G_H$
$G_{VN}$	Normalenanteil von der Achslast vorne. Bei $\alpha = 0$ gleich $G_V$
$h_L$	Höhe, in der der Luftwiderstand am Bug angreift
$h_Z$	Höhe, in der der Zughakenwiderstand am Heck angreift
$\mu_h$	Haftbeiwert
$\mu_g$	Gleitbeiwert
$A_{H,max}$	max. mögliche Umfangskraft an Hinterachse, aus Achslast
$A_{V,max}$	max. mögliche Umfangskraft an Vorderachse, aus Achslast
$A_{max}$	max. mögliche Umfangskraft (Antriebsgrenze) bei Allrad

<i>Größe</i>	<i>Erläuterung und typische Zahlenwerte</i>
$B_V$	Bremskraft die an der Vorderachse anliegt
$B_H$	Bremskraft Hinterachse
$B$	Bremskraft Gesamtfahrzeug, Massenträgheitskraft die dann im SP wirkt
$S_V$	Seitenkraft an der Vorderachse im Latsch angreifend
$S_H$	Seitenkraft an der Hinterachse im Latsch angreifend
$M_S$	Giermoment des Fahrzeuges ( $\rightarrow$ Schwimmwinkel) durch Seitenkraft verursacht
$F_y$	Störkraft im Schwerpunkt angreifend. Fahrzeug stützt sich mit $S$ ab
$R$	Resultierende aus Störkraft im SP $F_y$ und Trägheitskraft des Fahrzeuges
$\mu_V$	Kraftschlussbeanspruchung der Vorderachse
$\mu_H$	Kraftschlussbeanspruchung der Hinterachse
$\mu_{hV}$	Haftbeiwert zwischen Vorderachse und Fahrbahn
$\mu_{hH}$	Haftbeiwert zwischen Hinterachse und Fahrbahn
$\mu$	Kraftschlussbeanspruchung Gesamtfahrzeug
$z$	Abbremsung des Fahrzeuges, ist gleich Kraftschlussbeanspruchung $\mu$
$z_{grenz}$	physikalische Obergrenze für Abbremsung $\mu_H = \mu_V = \mu_h = z_{grenz}$
$z_{max}$	tatsächliche Obergrenze bei geg. Bremskraftverteilung; VA+HA nicht gleichz. $\mu_h$
$\eta_G$	Gütegrad einer Gesamtfahrzeugabbremsung
$M_V$	Moment durch Radbremsen der Vorderachse eingeleitet
$M_H$	Moment durch Radbremsen der Hinterachse eingeleitet
$\rho$	Kurvenradius, gemessen an Hinterachsmittle
$b_{q,max}$	maximale Querbeschleunigung, bei der Fzg gerade noch in Kurve gehalten
$v_{grenz}$	maximale Kurvengeschwindigkeit vor Wegdriften = $b_{q,max} \cdot \rho$
$\delta$	Lenkradwinkel
$\dot{\Psi}$	Giergeschwindigkeit/Gierrate

## Unfallmechanik und passive Sicherheit

Größe	Erläuterung und typische Zahlenwerte
$x_0$	Weg der während der Reaktionszeit zurückgelegt wird ab Punkt R
$x_1$	Weg der zurückgelegt wird, während die Bremsen ansprechen
$x_2$	Weg von Beginn des vollen Bremsdruckes bis zur Kollision am Ort U
$x_3$	Restbremsstrecke von U bis hin zum Stillstand des Fahrzeuges
$t_0$	Zeit zwischen R und Bremspedaldruck, Reaktionszeit
$t_1$	Zeit die vergeht bis voll Bremsdruck aufgebaut ist
$t_2$	Zeit während Vollbremsung
$t_3$	Zeit die während der Restbremsstrecke vergeht
$v_0$	Geschwindigkeit zum Zeitpunkt R (Fahrer erkennt Gefahr)
$v_1$	Geschwindigkeit die nach der Bremsenansprechdauer vorliegt
$v_2$	Geschwindigkeit zum Zeitpunkt der Kollision. $v'_2$ nach der Kollision
$v_3$	ist Null
$b_1$	Verzögerung während der Bremsenansprechdauer
$b_2$	volle Verzögerung während Vorbremsweg
$b_3$	Verzögerung von $v_2/v'_2$ bis $v_3 = 0$
$\omega_2$	Rotationsgeschwindigkeit des Fahrzeuges vor dem Stoß. $\omega'_2$ danach
$\omega_3$	ist analog $v_3$ Null. Das Fahrzeug steht. Restbremsweg und -dauer vorbei
$\mu_R$	Rot.widerstandsbeiwert für Berechnung der Winkeländerung um Hochachse in $t_3$
$V_j$	Geschwindigkeit des Fahrzeuges $j$ vor dem Stoß
$V'_j$	Geschwindigkeit des Fahrzeuges $j$ nach dem Stoß
$\nu_j$	Kurswinkel des Fahrzeugs $j$ vor dem Stoß
$\nu'_j$	Kurswinkel des Fahrzeugs $j$ nach dem Stoß
$\omega_j$	Rotationsgeschwindigkeit von Fahrzeug $j$ vor dem Stoß
$\omega'_j$	Rotationsgeschwindigkeit von Fahrzeug $j$ nach dem Stoß
$s_{HAj}$	Abstand zwischen SP Fahrzeug $j$ und ausgezeichnetem Stoßmittelpunkt
$\rho_j$	Winkel zwischen Stoßkrafthebelarm $s_{HAj}$ und Längsachse von Fahrzeug $j$
$s_{DFj}$	Deformationstiefe von Schäden an Fahrzeug $j$
$m_j$	Masse Fahrzeug $j$
$J_j$	Trägheitsmoment um Gierachse des Fahrzeuges $j$
$\epsilon$	Stoßzahl. Verhältnis der Geschw.differenzen der Fahrzeuge vor und nach dem Stoß
$E_{R12}$	Differenz der Rotationsenergie vor und nach dem Stoß
$E_{D12}$	Deformationsenergie der Fahrzeuge
$E_W$	Energie, die bei einem Wandaufprall umgesetzt wird
$E_{DW}$	Deformationsenergie am Fahrzeug, die bei Einem Wandaufprall vorliegt
$E_{EL.W}$	Energie der elastischen Deformation bei einem Wandaufprall
$\Delta t$	Zeitgewinn. Das ist die Zeit, um der der Beschuldigte später am U ankommt
$\Delta x$	Weggewinn. Der Differenzweg der früheren Endlage zur späteren
$s$	Deformationsweg
$s_e$	Endwert des Deformationsweges (Eindrücktiefe)
$F$	wirkende Bremskraft bzw. Stoßkraft bei Wandaufprall

<i>Größe</i>	<i>Erläuterung und typische Zahlenwerte</i>
$F_e$	größte Wirkende Bremskraft am Ende der Knautschzone bei $s_e$
$E_B$	Bremsenergie
$W$	Deformationsenergie bei Wandaufprall
$W_k$	Deformationsenergie des kleinen Fahrzeuges
$W_g$	Deformationsenergie des großen Fahrzeuges
$s_{kgrenz}$	Grenze für Deformationsweg des kleinen Fahrzeuges konstruktiv bedingt
$\Delta v_k$	Geschwindigkeitsänderung des kleinen Fahrzeuges bei Fzg-Fzg-Kollision $v_k - v'_k$
$v_{rel}$	Differenzgeschwindigkeit beim Aufprall $v_k - v_g$
$b_e$	Größte wirkende Beschleunigung am Ende des Def.weges $s_e$ des Wandaufpralls
$b_{max}$	Maximal wirkende Beschleunigung während der Dauer eines Unfalls
$b_{3ms}$	Maximale Beschleunigung die für mind. 3 Sekunden wirkt

## Theorie des Verbrennungsmotors

Größe	Erläuterung und typische Zahlenwerte
$N_e$	effektive Motorleistung am Schwungrad zB $N_e = 45kW$ , Otto max. $2500kW$
$N_i$	indizierte Motorleistung im Brennraum freigesetzt, wirkt auf Kolben
$n$	Motordrehzahl in $\frac{1}{min}$ . Diesel bis zu $n = 5000$ , Benzin bis zu $n = 7000$
$\epsilon$	Verdichtungsverhältnis typischerweise bei Diesel bis zu 20, bei Otto 10
$p$	Zylinderdruck in <i>bar</i> . Bis zu $100bar$ bei Diesel.
$V$	Zylindervolumen
$V_c$	Kompressions-Volumen am OT
$V_h$	Hubvolumen zwischen OT und UT
$V_H$	Gesamthubvolumen des Motors
$Q_{nutz}$	Nutzarbeit, auf Kolben übertragen
$Q_{zu}$	Dem Kreisprozess zugeführte Energie
$Q_{ab}$	Dem Kreisprozess abgeführte Energie, Verluste
$\eta_{th}$	thermischer Wirkungsgrad nach CARNOT. $\eta_{th} = 0.8$
$\eta_i$	indizierter Wirkungsgrad. Otto: 0.3 – 0.4, Diesel: 0.4 – 0.5
$\eta_m$	mechanischer Wirkungsgrad ca 0.8
$\eta_e$	Effektiver Wirkungsgrad. Otto: 0.2 – 0.3, Diesel 0.3 – 0.4
$\eta_g$	Gütegrad – bemisst die Annäherung an Seiliger
$H_u$	unterer Heizwert von Diesel und Benzin ca $12kWh/kg$
$p_{mi}$	indizierter Mitteldruck
$p_{me}$	effektiver Mitteldruck ca. 10bar
$p_r$	Reibdruck $p_r = p_{mi} - p_{me}$
$\lambda$	Luftverhältniszahl. Zündbares Gemisch wenn $\lambda = 0.8 - 1.2$
$b_e$	spezifischer Kraftstoffverbrauch ca. 190 beim Bestpunkt Diesel und 240 Benzin
$L_{min}$	Mindestluftbedarf für stöchiometrische Verbrennung
$m_z$	Im Brennraum vorhandene Frischladungsmenge
$m_{th}$	theoretisch mögliche Frischladungsmenge
$\lambda_L$	Liefergrad – zugeführte Luftmenge pro theoretisch möglichen
$\lambda_V$	Volumetrischer Wirkungsgrad
$B_H$	absoluter Kraftstoffverbrauch
$n_a$	Anzahl Arbeitsspiele je Zeiteinheit
$z$	Anzahl Zylinder
$L_{min}$	Mindestluftbedarf für Brennstoffmenge
$N_{emax}$	kennzeichnet u.a. Betriebspunkt maximaler Leistung (meist über $n_{mot}$ oder $\lambda$ )
$b_{emin}$	kennzeichnet u.a. Betriebspunkt minimalen spezifischen Kraftstoffverbrauchs

## Kupplungen und Getriebe

Größe	Erläuterung und typische Zahlenwerte
$M_K$	Das Drehmoment einer Kupplung
$M_M$	Motormoment
$M_R$	Anteil des Kupplungsmoments zur Überwindung von Fahrwiderständen
$N_E$	Eingangsleistung der Kupplung
$N_A$	Ausgangsleistung der Kupplung
$\Delta N$	Verlustleistung in der Kupplung $\Delta N = N_E - N_A$
$F$	Kupplungskraft
$z$	Anzahl Reibpaarungen
$r_m$	Mittlerer Radius, Hebelarm für Kupplungsmoment
$r_i$	Innenradius von Welle zu Beginn des Reibbelages
$r_a$	Aussendurchmesser der Kupplung
$\omega_E$	Rotationsgeschwindigkeit des Eingangs der Kupplung $n_E = 2 \cdot \pi n_E$
$\omega_A$	Rotationsgeschwindigkeit des Ausgangs der Kupplung $n_A = 2 \cdot \pi n_A$
$\Delta\omega$	Drehzahldifferenz Eingangs- und Ausgangswelle einer Kupplung
$M_{Kmax}$	Maximalmoment, auf das eine Kupplung ausgelegt ist
$t_k$	Kupplungszeit, bis Kupplungseingangs gleich -ausgangsdrehzahl ist
$\theta_E$	Trägheitsmoment der rotatorischen Motormassen
$\theta_A$	Trägheitsmoment der Getriebeteile sowie umgerechnete Anteile für Translation
$k'_E$	Kupplungsfaktor einer Strömungskupplung
$D$	Durchmesser einer Strömungskupplung
$M_{Vortr}$	Gesamtmoment, das auf die Straße gebracht wird
$\Delta n_{V,H}$	Drehzahldifferenz zwischen Vorder- und hinterachse
$M_{KF}$	Teil des Viskokupplungsmomentes das durch Flüssigkeitsreibung entsteht
$M_{KR}$	Teil des Viskokupplungsmomentes das durch Mischreibung entsteht
$\nu$	kinetische Viskosität des Öles der Viskokupplung
$\rho$	Dichte des hochviskosen Öles in der Viskokupplung
$P$	Viskoelastischer Druck und Systemdruck (temp.abh.) der Mischreibung Viskok.
$t$	Einwirkzeit eines hohen $\Delta\omega$ führt zu Mischreibung in Viskokupplung
$n^*$	Drehzahl bei der die Verbrennungskraftmaschine ihre Nennleistung abgibt
$A_i$	bezeichnet die Kurven der Antriebskraft im Fahrzust.diagramm in Stufe i
$v_{max}$	Höchste mögliche Fahrgeschwindigkeit bei Steigung 0% und festem $i_{G5}$
$v'$	Physikalische Obergrenze gegeben durch Nennleistung und $i_D$
$z$	Anzahl Gangabstufungen
$m$	Anzahl Zahnradpaarungen bei Stirnradgetrieben
$i_{G1}$	Hohe Getriebeübersetzung, üblicherweise erste Gangstufe. $i_{G1} = 4$
$i_{G4}$	Niedrige Übersetzung, Untersetzung, Schongang. $i_{G4} = 0.7$
$v_H$	Umfangsgeschwindigkeit auf Wälzkreisradius des Hohlrades
$v_{St}$	Umfangsgeschwindigkeit des Steges
$v_S$	Umfangsgeschwindigkeit der Sonne
$k_E$	Wandlerfaktor bei Strömungsgetriebe für Eingang

<i>Größe</i>	<i>Erläuterung und typische Zahlenwerte</i>
$k_A$	Wandlerfaktor bei Strömungsgetriebe für Ausgang
$M_L$	Drehmoment des Leitrades eines Strömungsgetriebes
$D$	Durchmesser der Beschaukelung eines Strömungsgetriebes
$\eta_{max}$	Auslegungspunkt von einfachen Strömungsgetrieben. $\eta_{max} \approx 0.9$
$i_{max}$	maximale Getriebeübersetzung
$i_{min}$	minimale Getriebeübersetzung
$\eta_{CVT}$	Wirkungsgrad eines CVT-Getriebes

## Wellen und Differenziale

<i>Größe</i>	<i>Erläuterung und typische Zahlenwerte</i>
$n_{th}$	Biegeresonanzdrehzahl eines glatten Rohres, theoretisch
$n_{tats}$	Tatsächliche Biegeresonanzdrehzahl = $0.8 \cdot n_{th}$
$l$	Länge der Welle
$d$	Innendurchmesser der Welle
$D$	Aussendurchmesser der Welle
$i_D$	Differenzialübersetzung
$\omega_1$	Eingangswinkelgeschwindigkeit des Gelenkes
$\omega_2$	Ausgangswinkelgeschwindigkeit des Gelenkes
$\alpha_1$	Verdrehwinkel Eingangswelle des Gelenkes
$\alpha_2$	Verdrehwinkel Ausgangswelle des Gelenkes
$\phi$	Beugungswinkel/Knickwinkel des Gelenkes
$\omega_{2,max}$	Maximale Winkelgeschwindigkeit des Fehlers
$\omega_{2,min}$	Minimale Winkelgeschwindigkeit des Fehlers
$U$	Ungleichförmigkeit – Maß für Abweichung von Mittelwert $\omega_1$
$\Delta\omega$	Abweichung von Mittelwert $\omega_1$
$K$	Kardanfehler $K = \alpha_2 - \alpha_1$
$\Delta n$	Drehzahlunterschied zwischen den Abtrieben des Differenzials
$M_j$	Moment an Abtrieb $j$ des Differenzials
$n_j$	Drehzahl Abtrieb $j$
$M_E$	Eingangsmoment des Differenzials
$v_m$	Kurvenbahngeschwindigkeit der Hinterachse
$v_{mV}$	Kurvenbahngeschwindigkeit der Vorderachse
$\rho_{mH}$	Radius der Kurve von Mittelpunkt zu Mitte Hinterachse
$a$	Spurweite Hinterachse
$n_P$	Drehzahl der Planetenräder (Ausgleichsräder)
$F_P$	Kraft die in Mitte des Ausgleichsplaneten angreift von Umlaufgehäuse
$F_j$	Umfangskraft von Planeten auf Sonnenrad für Abtrieb $j$
$v_{Pm}$	Umfangsgeschwindigkeit der Ausgleichsplanetenmitte um Differenzialachse
$v_{Pj}$	Umfangsgeschwindigkeit der Seite wo Abtriebssonne $j$ kämmt
$\Delta v_P$	Differenz zwischen $v_{Pi}$ und $v_{Pm}$
$\omega_P$	Winkelgeschwindigkeit des Planetenrades um sich selbst
$r_P$	Radius eine Ausgleichsplaneten
$r_{Pj}$	Radius des Ausgleichsplaneten $j$ bei Verteilerdifferenzialen mit $M1/M2 \neq 1$
$r_{Sj}$	Radius des Sonnenrades zum Abtrieb $j$
$v_{Pmj}$	Umfangsgeschwindigkeit von Planet $j$ um die Differenzialachse
$M_R$	Reibmoment, bei teilselbstperrenden Differenzialen gegen Ausgleich $\omega_P$
$R$	gedachte Reibkraft des Reibmomentes $M_R$
$S$	Sperrwert eines Differenzials



## Fahrwerk und Fahrwerkkinematik

Größe	Erläuterung und typische Zahlenwerte
$l$	Radstand
$s$	Spurweite
$\alpha$	Vorspurwinkel, positiv wenn Reifen vorne zusammen gehen
$\gamma$	Sturz, negativ wenn Reifen oben zusammen zeigen nach Kinematikprüfstand
$n_k$	konstruktiver Nachlauf
$\tau$	Nachlaufwinkel
$n_R$	Reifennachlauf durch Schubspannungen, 1/6 der Latschlänge
$\sigma$	Spreizung, Verdrehung Lenkachse gegenüber Fahbahnlot
$r_S$	Lenkrollhalbmesser, zur Fahrzeugmitte positiv. Typischerweise $r_S = -20mm$
$P$	Querkraft $S_R + S_L$ , die an Panhardstab oder in Verbundlenkeraufhängung wirkt
$b$	Hebelarm für Querkraft $Q$ . Erzeugt durch Moment Seitenkraftübersteuern
$a$	Abstützbasis für Verbundlenker oder Starrachsen mit Längslenkern
$A$	Stützgegenkräfte an der Aufhängung beim Seitenkraftübersteuern
$M_P$	Momentanpol um das Rad gedreht wird bei Umfangskräften, virtuelle Lenkachse
$\alpha$	Pfeilungswinkel bei Schräglenkerachse für tiefen $M_P$
$\beta$	Dachwinkel bei Schräglenkerachse für tiefen $M_P$
$r$	Lenkerradius bei der Schräglenkerachse. Sorgt auch für tiefen $M_P$
$M_Z$	Ein Punkt der virtuellen Wankachse einer Achse, gemeinsamer Drehpol
$N_P$	Punkte für Nickzentrum
$\delta_V$	Vorspurwinkel, zur Fahrzeugmitte hin positiv
$M_U$	Moment um Lenkzapfen durch Bremskraft $U$ erzeugt
$a$	halbe Spurbreite $s$
$b$	Abstand Schwerpunkt SP zu Vorderachse VA
$M_{SP}$	Giermoment um Schwerpunkt SP erzeugt durch Seitenkraft oder Längskräfte
$c_A$	Federkonstante der Aufbaumasse
$k_A$	Dämpferkonstante des Aufbauswingungsdämpfers
$c_R$	Federkonstante der Elastizität des Reifenelastomers
$k_R$	Dämpferkonstante der Elastizität des Reifenelastomers
$m_A$	Aufbaumasse
$m_R$	ungefederte Radmasse
$z_A$	Aufbauhub
$z_R$	Radhub
$\Delta \dot{z}$	Relativgeschwindigkeit zwischen Aufbau und Achse $\dot{z}_R - \dot{z}_A$

## Räder und Reifen

Größe	Erläuterung und typische Zahlenwerte
$\xi$	Zenitwinkel der Fadenstränge in der Karkasse, bei Diagonalreifen $\xi \approx 40^\circ$
$B$	Reifenbreite
$H$	Höhe der Seitenwand eines Reifens (Wulst bis Laufstreifen)
$H/B$	Höhen-Breiten-Verhältnis, typischerweise $H = 0.7 \cdot B$
$f$	Kraftschlussbeiwert eines Reifens
$f_h$	Beitrag Hysterese zum Kraftschlussbeiwert $f$ eines Reifens
$f_a$	Beitrag Adhäsion zum Kraftschlussbeiwert $f$ eines Reifens
$f_v$	Beitrag Viskoreibung zum Kraftschlussbeiwert $f$ eines Reifens
$f_k$	Beitrag Kohäsion zum Kraftschlussbeiwert $f$ eines Reifens
$P_{Zi}$	Radlast von Rad $i$
$A_i$	Latschfläche von Rad $i$
$p_i$	Luftdruck von Rad $i$
$c$	Proportionalitätskonstante von Luftdruck und mittlere Flächenpressung $c \approx 0.9$
$e$	Hebelarm des Walkwiderstandmomentes zu $P_{Zi}$ durch inh. Flächenpressung
$p_u$	Schubspannungen im Latsch in Umfangsrichtung durch Haftung
$\mu'_h$	Haftbeiwert im haftenden Teil des Latsches der Gummielemente unter Schubsp.
$\mu'_g$	Gleitbeiwert im gleitenden Teil des Latsches
$l_0$	Latschlänge
$\Delta l_0$	Weg der elastischen Verdrehung der Reifenseitenwand (Aufzieheffekt)
$\Delta l$	Deformationen der Profilelemente durch Schubspannungen Einlauf zu Auslauf
$v_R$	Oberflächengeschwindigkeit des Rades $\omega_R \cdot r_{dyn}$
$v_F$	Geschwindigkeit des Fahrzeuges, frei rollendes Rad oder Latschgeschwindigkeit
$s$	Schlupf (Antriebs, Brems, gemeinsame Definition)
$\omega_R$	Raddrehfrequenz
$M_R$	Moment um Antriebswelle
$M_S$	Rückstellmoment des Reifens um Spreizachse durch Querschubspannungen
$p_S$	Schubspannungen im Latsch in Querrichtung durch Schräglauf

## Lenkung

<i>Größe</i>	<i>Erläuterung und typische Zahlenwerte</i>
$P$	Bezeichnet Führungspunkt, an dem nachlaufende Achse geschleppt wird
$\gamma_1$	Einschlagwinkel der lenkenden Achse gegenüber der Fahrzeuglängsachse
$\gamma_2$	Einschlagwinkel der Hinterachse oder des geschleppten Anhängers
$l_S$	Abstand der Lenkzapfen (Achsschenkelbolzen) von der Radhauptebene
$s_L$	Abstand der Achsschenkelbolzen voneinander = $s - 2 \cdot l_S$
$\rho$	Abstand Hinterachsmittle vom Kurvenzentrum
$\rho_V$	Abstand Vorderachsmittle vom Kurvenzentrum
$\rho_{Kmax}$	größter Spurbereich; Abstand kurvenäußerer Lenkzapfen von Kurvenzentrum
$\delta_R$	Lenkeinschlagwinkel Rad vorne rechts
$\delta_L$	Lenkeinschlagwinkel Rad vorne links
$\Delta y$	Breitenbedarf $\rho_V - \rho$
$\gamma$	Spurhebelwinkel beim Lenktrapez
$r$	Spurhebellänge beim Lenktrapez
$t$	Spurstangenlänge beim Lenktrapez
$M_H$	Lenkradmoment
$M_{HE}$	Lenkmoment beim Einlenken für Hysteresebeiwert
$M_{HR}$	Lenkmoment beim Auslenken für Hysteresebeiwert
$p_{hyd}$	Hydraulikölldruck von Servolenkung
$p_{hyd,ab}$	Abschneidedruck in Ventilkennlinie $p_{hyd}$ über $M_H$

## Bremsen

<i>Größe</i>	<i>Erläuterung und typische Zahlenwerte</i>
$U$	Umfangskraft an Bremsscheibe oder Trommel wirkend
$B$	Bremskraft zwischen Straße und Reifen wirkend
$B_{max}$	maximale Bremskraft durch Radlast und Kraftschlusskoeffizient gegeben
$r$	Radius Bremsscheibe
$R$	Radius Rad
$S$	Spannkraft durch die Bremskolben aufgebracht
$F$	Fußkraft auf Bremspedal $\approx 400N$
$F_{max}$	Fußkraft maximal vom Fahrer $\approx 800N$
$i_a$	äußere Übersetzung von Pedalkraft zu Spannkraft
$i_i$	innere Übersetzung von Spannkraft der Kolben zu Umfangskr. der Bremsscheibe
$\mu_B$	Gleitbeiwert zwischen Bremsscheibenbelag und Bremskolben
$R$	resultierende Kraft $N + U$ auf Backe durch Anpressung Backe an Trommel
$N$	Normalkraft auf Backe durch Anpressung Backe an Trommel
$U_i$	Umfangskraft der Bremsbacke $i$ als Reaktion auf Anpressung an Trommel, $i = 1, 2$
$P$	Stützkraft in drehbarer Lagerung der Bremsbacke.
$a_0$	Abstand zwischen Backenaufhängungspunkt und Angriffspunkt $U$ ; Für $\sum M$
$k$	hydrodynamischer Retarderfaktor abhängig von Füllgrad, Schaufelform
$D$	Aussendurchmesser der Beschau felung
$n$	Rotordrehzahl
$c$	Retarderfaktor für elektrodynamische Retarder abh. von Rotorform, Spaltmaße

# Anhang B

## Abkürzungsverzeichnis

<i>Abkürzung</i>	<i>Erläuterung</i>
AA	Allradantrieb
ABS	Anti Blockier System regelt Bremskraft in Abhängigkeit des Radschlupfes
ASR	Antriebs Schlupf Regelung regelt Antriebskraft in Abh. des Radschlupfes
BLH	Blockiert Hinten – Index von Bremskraft $B$
BLV	Blockiert Vorne – Index von Bremskraft $B$
CH	Kohlenwasserstoffe
CO	Kohlenmonoxide
CVT	Continous Variable Transmission – stufenloses Getriebe
EBS	elektropneumatisches Bremssystem
ECU	Electronic Control Unit – elektronische Regeleinheit bei Steer by Wire
EES	Energy Equivalent Speed
EHB	elektrohydraulisches Bremssystem
EM	Elektromaschine
EMB	elektromechanisches Bremssystem
ESP	Electronic Stability Program – Querdynamikregelung
FA	Frontantrieb
FSI	Fuel Satisfied Injection
G	Generator
HA	Heckantrieb
HIC	Head Injury Criterion – beachtet Einwirkzeit der Beschleunigung auf Kopf
LA	Lenkaktuator – stellt Momente am Lenkgetriebe
LRA	Lenkradaktuator – stellt Momente am Lenkrad
NO	Stickoxide
OT	Oberer Totpunkt des Kolbenhubs, Kompressionsvolumen erreicht
PEMFC	Proton Exchange Membran oder Polymer Electrolyt Membran Fuel Cell
PG	Planetenge triebe
PLT	Pumpe Leitrad Turbine – Strömungsfolge im Strömungsgetriebe
PM	Particle Matter – Feinstaub

<i>Abkürzung</i>	<i>Erläuterung</i>
PPM	Parts Per Million
PTL	Pumpe Turbine Leitrad – Strömungsfolge im Strömungsgetriebe
SCR	Selective Catalytic Reduction
SI	Severity Index für Thorax Überlebensgrenzen
SO	Schwefeloxide
SP	Schwerpunkt durch $s_H$ , $s_V$ und $h_a$ bestimmt
UT	Unterer Totpunkt des Kolbenhubs
WSK	Wandler Schalt Kupplung – verbindet Pumpe mit Turbine, kein Schlupf mehr

# Anhang C

## Stoffübersicht als Mindmaps

