

## 5 Stufenautomatgetriebe

### 5.1 Wandlerautomatgetriebe

Die überwiegende Mehrzahl der heute produzierten und verbauten Automatgetriebe sind Getriebe, die sich grundsätzlich in zwei Punkten von den bereits bekannten Schaltgetrieben unterscheiden. Zum einen ist dies das Anfahrelement. Hier findet in der Regel der **Trilok-Wandler** Verwendung. Zum anderen ist es die Fähigkeit, die einzelnen mechanischen Gänge ohne Unterbrechung der Zugkraft zu wechseln. Vor allem diese Eigenschaft der **Lastschaltung** unterscheidet die Automatgetriebe von den automatisierten Schaltgetrieben.

Bereits im Jahre 1925 entwickelte der deutsche Ingenieur *Rieseler* ein Getriebe, das wie die heutigen Automatgetriebe aufgebaut war. Aber ähnlich wie bei der Entwicklung des Trilok-Wandlers erfolgte die Industrialisierung der Automatgetriebe in den USA. Hier war es vor allem die Firma General Motors, die schon vor dem zweiten Weltkrieg mit der Entwicklung automatischer Getriebe für Personenkraftwagen begann.

Der Hintergrund dieser Entwicklung war, das Auto fahren einfacher und bequemer zu machen. Automatgetriebe entlasten den Fahrer und natürlich die Fahrerin eines Kraftfahrzeugs von Routinetätigkeiten. Die Getriebe wählen selbsttätig einen Schaltpunkt und eine passende Übersetzung. Man kann beliebig lange am Berg stehen und das Fahrzeug wird – nachdem die Fahrtrichtung vorgewählt wurde – lediglich durch Gaspedal und Bremspedal gesteuert.

Für die Akzeptanz solcher Automatgetriebe war die Zugkraftschaltung, der Wechsel von einer Übersetzungsstufe zur anderen ohne Unterbrechung der Zugkraft, ein wesentliches Element. Da das Getriebe irgendwann eine Schaltung einleitet, die ohne Wissen des Fahrers erfolgt, kann es passieren, dass eine solche Schaltung auch während eines Über-

holvorganges oder in anderen kritischen Situationen abläuft. Ist im Augenblick des Schaltens für mehr als eine Sekunde keine Zugkraft vorhanden, so kann dies in Bezug auf die Fahrdynamik und Fahrsicherheit zu Problemen führen. Aus diesem Grund war es unbedingt erforderlich, die Schaltungen ohne Unterbrechung der Zugkraft zu realisieren.

Das andere Problem beim Fahren eines Fahrzeugs ist der Anfahrvorgang. Hier entschied man sich für eine hydrodynamische Lösung. Der Vorteil der Hydrodynamik besteht darin, dass bereits bei Stillstand des Fahrzeugs ein Moment am Abtrieb erzeugt wird und auf Grund der Verschleißfreiheit der Hydrodynamik und der Kühlungsmöglichkeit dieser Zustand ohne zeitliche Limitierung aufrechterhalten werden kann.

Ein weiterer, ganz entscheidender Punkt ist die Ansteuerung bzw. Schaltung eines hydrodynamischen Bauelementes, z. B. einer hydrodynamischen Kupplung oder eines hydrodynamischen Wandlers. Es ist keine äußere Schaltung erforderlich, sondern lediglich ein mit Öl gefüllter Kreislauf. Alle mechanischen Lösungen bedürfen einer äußeren zusätzlichen Steuereinrichtung. Zu Beginn der Entwicklung standen weder die entsprechenden Aktuatoren noch die Steuerlogik und Mikrocomputer zur Verfügung. Daher war eine automatisierte Ansteuerung einer Reibkupplung nur mit sehr viel Aufwand denkbar.

Wandlerautomatgetriebe mit Trilok-Wandler bestehen aus zwei Getrieben. Es gibt das hydrodynamische Getriebe mit seiner hydrodynamischen Wandlung und diesem nachgeschaltet ein mechanisches Getriebe mit Übersetzungsstufen. Wenn wir die **Gesamtwandlung** betrachten, dann müssen wir die mechanische Wandlung und die hydrodynamische Wandlung miteinander multiplizieren. Das gleiche gilt analog für den Getriebewirkungsgrad.

Bild 5.1 zeigt das Grundprinzip aller Wandlerautomatgetriebe. Da das „Anfahrelement“ Wandler mit

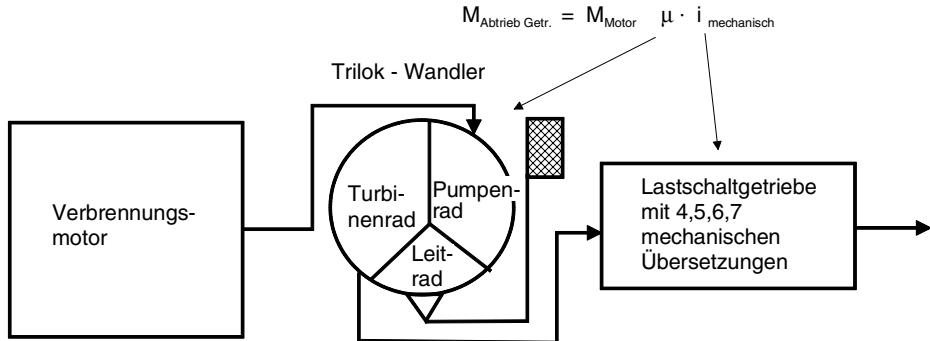


Bild 5.1: Prinzipieller Aufbau Wandlerautomat

dem gleichen Öl wie das Getriebe betrieben wird, ist es auch ein integraler Bestandteil des Gesamtgetriebes. Hier sind Anfahrelement und nachgeschaltete Übersetzungsstufen in einem Aggregat vereinigt. Dass es sich bei dem hydrodynamischen Wandler in erster Linie um ein Anfahrelement handelt, zeigt auch die Entwicklung der Automatgetriebe. So baute die Mercedes-Benz AG zunächst

ein Viergang-Automatgetriebe (Bild 5.2), welches eine hydrodynamische Kupplung zum Anfahren hatte. Erst mit der Massenproduktion des Trilok-Wandlers und dem zusätzlichen Vorteil einer Momentenwandlung – speziell für das „Losbrechen“ und Starten eines Fahrzeuges – setzte sich der Trilok-Wandler auf breiter Front durch. Einer Anekdote zufolge soll die Umstellung von einer hydro-

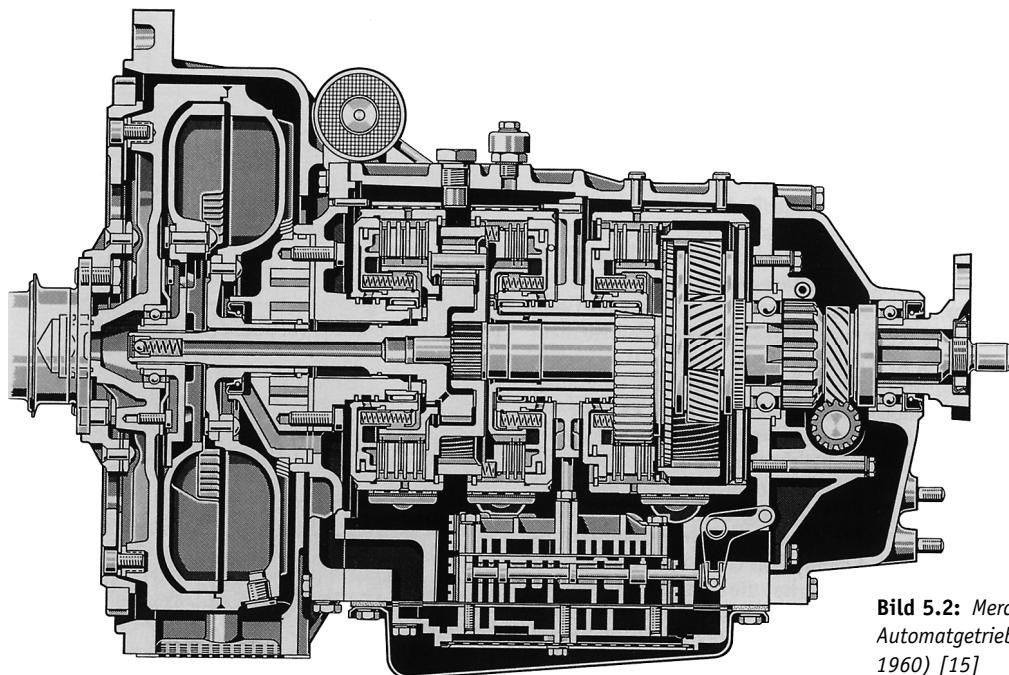
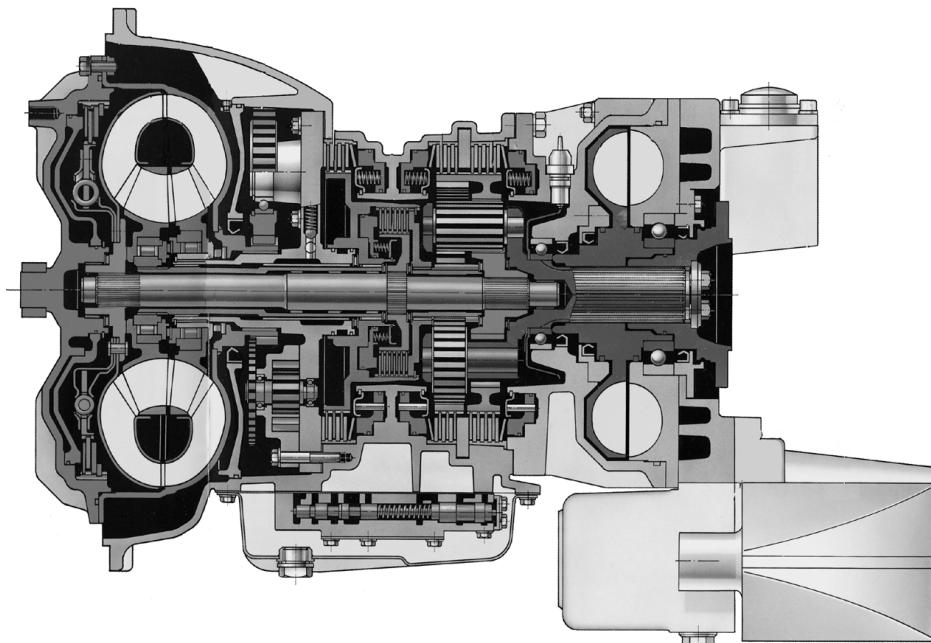


Bild 5.2: Mercedes-Benz-4-Gang-Automatgetriebe (Baujahr ca. 1960) [15]



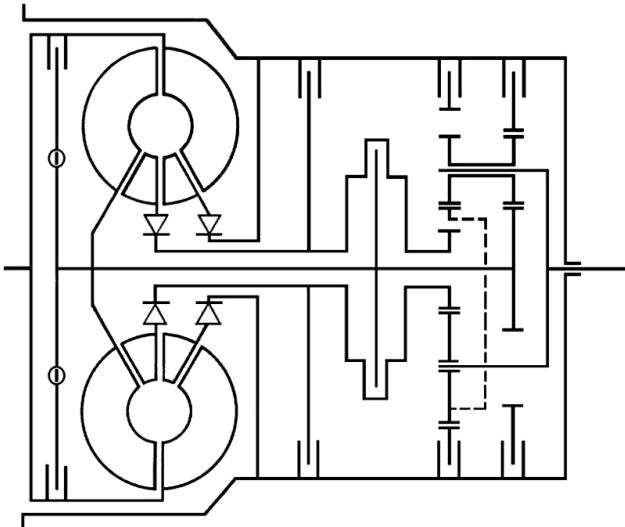
**Bild 5.3:** Längsschnitt 3-Gang-Wandlerautomatgetriebe „Midimat“ [Voith]

dynamischen Kupplung auf einen Trilok-Wandler im Hause Mercedes Benz dadurch ausgelöst worden sein, dass ein Vorstandsmitglied mit einem Fahrzeug mit Automatgetriebe nicht auf einen Bordstein fahren konnte. Dabei sollte man die damalige Motorisierung eines 190 D mit 55 PS bei fast unverändertem Gewicht beachten und dass bei entsprechender Bordsteinhöhe dies durchaus einer Steigung von 40 % entsprechen kann.

Ein Getriebe mit einem modifizierten Trilok-Wandler zeigt Bild 5.3. An diesem Getriebe werden die **Baugruppen** eines Automatgetriebes beschrieben. Neben dem bereits angesprochenen hydrodynamischen Trilok-Wandler, der in diesem Falle zwei Leiträder für eine höhere Momentenwandlung und zusätzlich eine Überbrückungskupplung besitzt, folgt nachgeschaltet ein Planetensatz. Bild 5.4 zeigt das Schema dieses Getriebes. Die drei mechanischen Gangstufen und der Rückwärtsgang werden mittels dreier **Lamellenbremsen** und einer **Lamellenkupplung** geschaltet.

Zur Bildung der Übersetzungsstufen wird nun ein Planetengetriebe verwendet; in diesem Falle ein sehr kompakt bauender **Ravigneaux-Planetenrad- satz**. Diese Konfiguration eines Planetengetriebes ist eine sehr beliebte Bauform, da man drei Vorfwärtsgänge einschließlich der Übersetzung 1:1 und einen Rückwärtsgang mit einem axial sehr kurz bauenden Getriebe realisieren kann. Dies sieht man auch in Bild 5.3. Der Lastschaltgetriebeteil ist kaum länger als der hydrodynamische Wandler. Die Bau länge wird in erster Linie durch die Schaltelemente bestimmt.

Zwischen dem mechanischen Teil und dem hydrodynamischen Teil befindet sich die **Zahnradpumpe**, die zur Ölversorgung des Getriebes dient. Diese Zahnradpumpe wird von der Motorseite über das Pumpenrad des Wandlers angetrieben. Die Notwendigkeit eines Zahnradpumpenantriebs ist ein Grund für die Anordnung des Pumpenrades bei einem Trilok-Wandler. Das Pumpenrad befindet sich immer auf der Getriebeeingangsseite, da nur so die Mög-



**Bild 5.4:** Schemabild 3-Gang-Wandlerautomatgetriebe „Midimat“ [Voith]

lichkeit besteht, eine Zahnradpumpe mit Motor drehzahl anzutreiben.

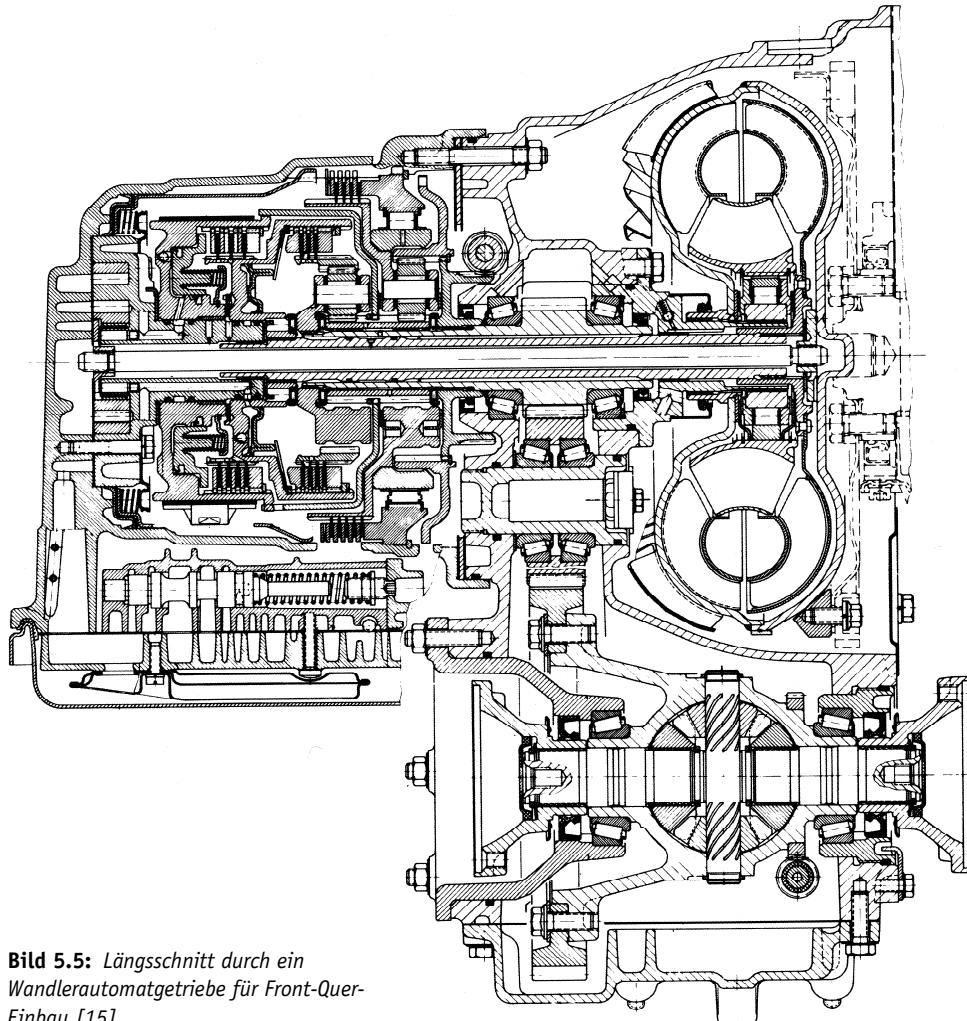
Diese Zahnradpumpe sorgt für die Kühlung des Wandlersöles, liefert den notwendigen Druck zum Schalten der Lamellenelemente und sorgt für Schmieröl. Das Öl in einem Automatgetriebe hat mehrere Funktionen. Es dient sowohl zur Energieübertragung als auch zur Steuerung und zur Schmierung.

Komplettiert wird das Automatgetriebe durch einen zusätzlichen **Wärmeaustauscher**, der auf der einen Seite an das Ölsystem des Getriebes angeschlossen ist und auf der anderen Seite von dem Kühlwasser des Motors durchflossen wird. Die Auslegung und Kapazität dieses Wärmeaustauschers richtet sich nach dem Punkt im Fahrkennfeld, den man dauerhaft fahren möchte. Dies ist in der Regel eine definierte Geschwindigkeit mit der dabei möglichen Steigungsfähigkeit. Die bei diesem Betriebspunkt anfallende Verlustleistung muss dauerhaft abgeführt werden. Bei höheren anfallenden Wärmeleistungen kommt es zu einer Aufheizung des Getriebeöles, die dann beim Überschreiten von Grenzwerten zur Abschaltung bzw. zu Reaktionen auf der Steuerungsseite führt.

Bauteile wie Abdichtungen, Lager und Gehäuse sind technisch bekannte Elemente. Die Abdichtung zwischen dem hydrodynamischen Teil und dem Getriebe ist wegen des Durchmessers auf Grund der Hohlwellen hoch beansprucht. Je nach Ausführung des Getriebegehäuses ist es schwierig, eine stabile Gegenstelle für die Abdichtung zu ermöglichen.

Die Möglichkeit, die Schmierung mit gezielter **Drucköleinspritzung** zu realisieren, erlaubt die Verwendung einer **Trockensumpfschmierung**. Dies bedeutet, dass die Zahnräder, und vor allem die umlaufenden Lamellen, nicht ins Öl eintauchen und daher vor allem bei hohen Drehzahlen keine höheren Schleppverluste haben.

Gerade bei hohen Drehzahlen haben Automatgetriebe gegenüber Schaltgetrieben Vorteile beim Wirkungsgrad. Der Grund liegt in der Schmierung der Zahnräder. Bei Tauchschrührung nehmen die Verluste theoretisch mit dem Quadrat der Drehzahl zu. Bei einer Schmierung mittels einer Zahnradpumpe sind bei einer entsprechenden Abregelung des Ölvolumentromes und des Öldruckes die Verluste nur bedingt von der Drehzahl abhängig, aber auch bereits bei geringen Drehzahlen vorhanden. Ganz entscheidend für den Getriebewirkungsgrad ist bei



**Bild 5.5:** Längsschnitt durch ein Wandlerautomatgetriebe für Front-Quer-Einbau [15]

Automatgetrieben die Koppelstruktur. Je weniger Kupplungen ein Planetenradsatz hat und je geringer die Relativdrehzahlen der freilaufenden Schaltelemente sind, umso geringer sind die **Ventilationsverluste** und umso besser wird der Wirkungsgrad. Dies wirkt sich direkt auf den Kraftstoffverbrauch aus.

Der **Ölstand** ist bei der Betrachtung der Verlustleistung ein wichtiger Punkt. Er muss immer mindestens eine solche Höhe haben, dass die Zahnradpumpe keine Luft ansaugt. Dies muss auch bei

schneller Kurvenfahrt, maximaler Beschleunigung und Fahren mit der maximalen Steigungsfähigkeit sichergestellt sein. Wird zu viel Öl eingefüllt, so laufen mindestens die Hohlräder oder die Belaglamellen im Öl, was zu sehr hohen Verlusten führt. Das Problem in der Praxis besteht darin, dass eine Messung des Ölstandes nur bei laufendem Getriebe möglich ist. Nur dann befindet sich das Öl im Umlauf und es ergibt sich der Ölstand, den man auch im Betrieb vorfindet.

Planetenradsätze eignen sich hervorragend für die koaxiale Getriebebauweise, da sie schon koaxial gebaut sind. Für Front-Quer-Einbauten sind Planetenradsätze auf Grund ihrer axialen Baulänge weniger geeignet, sodass hier auch andere Lösungen untersucht und umgesetzt wurden. Ein Beispiel für ein Getriebe in Front-Quer-Anordnung zeigt Bild 5.5. Bei genauer Betrachtung kann man erkennen, dass die Antriebswelle in das Planetengetriebe hineinläuft und dass über eine Hohlwelle der Abtrieb zurückkommt. Dies bedeutet, dass sich An- und Abtrieb koaxial auf der gleichen Seite befinden.

Eine wesentliche Entwicklung der letzten Jahre war die Erhöhung der Gangzahl bei Automatgetrieben.

Während man bei den früheren Entwicklungen davon ausging, dass die Wandlerüberhöhung, die einen Wert um den Faktor 2 hat, einen mechanischen Gang ersetzt, so haben heutige Automatgetriebe gleiche Gangzahlen wie entsprechende Schaltgetriebe. Dies bedeutet, dass der Fahrbereich des hydrodynamischen Wandlers reduziert und die Hydrodynamik nur zum Anfahren verwendet wird.

Der Grund für die Beschränkung auf wenige Gänge lag darin, dass es vor der Einführung der heute bekannten Mikrocomputertechnologie als äußerst schwierig galt, die Umschaltung der einzelnen Gänge eines Automatgetriebes zu steuern. Diese Getriebe hatten rein hydraulische Steuerungen. So erzeugte u. a. eine Öldruckpumpe das Signal für die Fahrgeschwindigkeit. Man kann sich leicht vorstellen, welche Einflüsse von Temperatur, Sauberkeit des Öles usw. vorhanden waren.

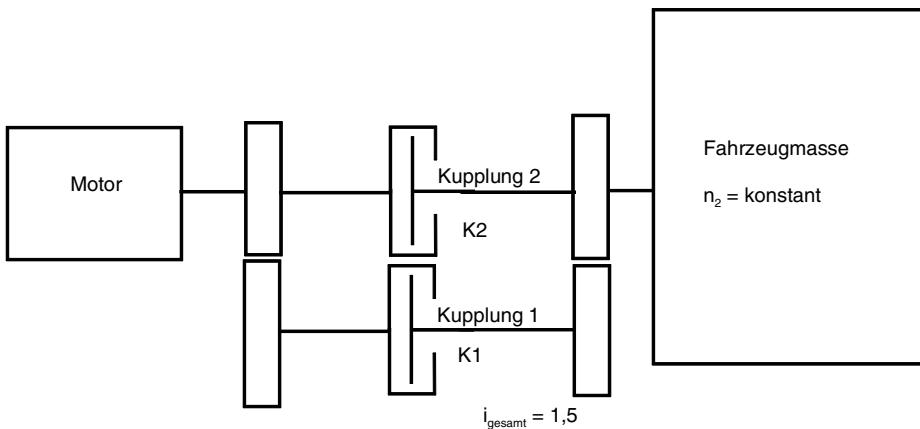
An dem Getriebe der Mercedes Benz AG kann man den hydraulischen Aufbau im unteren Teil sehr gut erkennen. Die Steuerung der Schaltpunkte sowie die Ansteuerung der Schaltelemente erfolgten rein hydraulisch in Abhängigkeit von Federn, Drosseln und entsprechender Kolbenstellung. Daher war man bemüht, möglichst wenig Gänge schalten zu müssen, um die Steuertechnik klein zu halten.

Die ersten amerikanischen Automatgetriebe waren Zweigang-Automatgetriebe, die sehr komplexe hydrodynamische Wandler hatten, die entsprechend gute Fahrbereiche aufwiesen (siehe hierzu auch Abschnitt 2.2.1). In Verbindung mit großvolumigen mehrzylindrigen Motoren und entsprechenden Fahrzeuggewichten – man sprach ja von Straßenkreuzern – boten diese Lösungen sicherlich einen hervorragenden Fahrkomfort, da sie einer stufenlosen Lösung doch recht nahe kamen.

## 5.2 Lastschaltung

Unter einer Lastschaltung versteht man den Wechsel von einer Übersetzungsstufe zur nächsten ohne Unterbrechung der Zugkraft. Die Benennung beruht darauf, dass unter Last – Motor gibt auch während der Schaltung Moment ab – ein Wechsel der Übersetzung erfolgen kann, was bei Getrieben mit einer Trennung des Leistungsflusses nicht möglich ist. Es wird auch der Begriff **Zugkraftschaltung** verwendet, weil bei einer Hochschaltung die Zugkraft erhalten bleibt. Die Funktion einer solchen Lastschaltung kann man an einem einfachen Beispiel erläutern. Bild 5.6 zeigt einen Motor, der über zwei Kupplungen an den Abtrieb des Fahrzeuges angekoppelt ist. Die eine Kupplung liegt in einem Übersetzungsweg mit der Übersetzung  $i = 1,5$ , die andere Kupplung hängt direkt am Abtrieb des Fahrzeuges. Die Fahrzeugmasse denkt man sich am Abtrieb angreifend.

Eine Umschaltung von der Übersetzung 1,5 auf den direkten Gang ohne Unterbrechung des Moments am Abtrieb muss nun wie folgt ablaufen: Zunächst ist die Kupplung K1 geschlossen und der Motor dreht entsprechend schneller als die Ausgangswelle des Getriebes. Nun wird zu der geschlossenen Kupplung K1 die Kupplung K2 dazugeschaltet. Sobald nun das Moment, welches die Kupplung K2 übertragen kann, größer ist oder mindestens gleich dem Motormoment, kann Kupplung K1 geöffnet werden. Man könnte auch bei ganz exakter Steuerung das Moment an Kupplung K1 so weit reduzieren, wie



**Bild 5.6:** Schema der Lastschaltung

das Moment an K2 zunimmt. In jedem Betriebspunkt muss allerdings gewährleistet sein, dass das Motormoment von den beiden Kupplungen übertragen wird.

Hierbei ist immer unterstellt, dass der Motor nach wie vor seine Leistung abgibt. Dies bedeutet, dass die Schaltung nur rein von der Getriebeseite her erfolgt. Hat nun K2 das volle Motormoment erreicht, so haben wir nach wie vor an der Motorseite eine um den Stufensprung größere Motordrehzahl.

Um diese Drehzahl nun unserer neuen Übersetzung, dem direkten Gang, anzupassen, ist es notwendig, dass wir das Moment an K2 weiter steigern. Hier hilft unser Modell, dass die **Fahrzeugmasse** entsprechend gegen die **rotatorische Motormasse** arbeitet.

Die Fahrzeugmasse ist grundsätzlich sehr viel größer als die Motormasse. Daher kommt es zu einer Verzögerung des Motors und einer geringen Beschleunigung des Abtriebs des Fahrzeugs. Voraussetzung ist allerdings, dass dieses Verzögerungs- bzw. Beschleunigungsmoment von der Kupplung K2 geleistet werden kann. In diesem Fall haben wir auch auf der Eingangswelle des Motors zum Drücken des Motors ein größeres Moment als das eigentliche Motormoment.

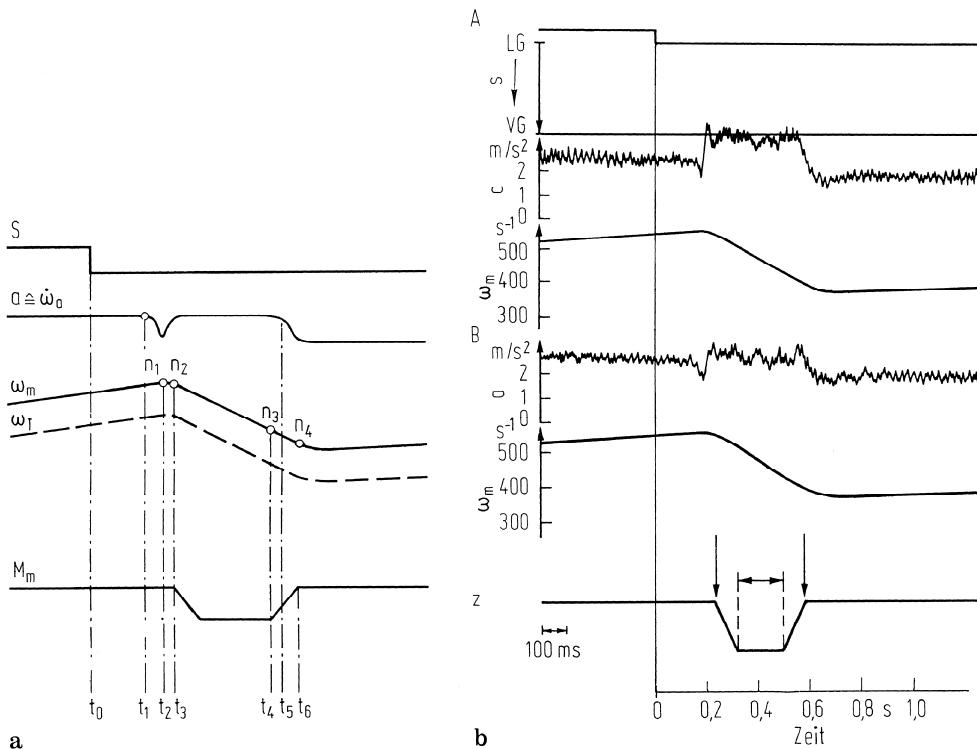
Dieses kann in realen Fällen bis fast zum Faktor 2 ansteigen. Die Verzögerung läuft nun so lange ab,

bis der Motor genau die Drehzahl hat, die dem Abtrieb entspricht und die Kupplung keine Drehzahlunterschiede mehr hat und bei Drehzahlgleichheit praktisch durchschaltet.

Das Problem bei unserer Schaltung besteht nun darin, dass dieses zusätzliche **Lastmoment** im Augenblick der Drehzahlgleichheit schlagartig wegfällt und die Schaltung damit beendet. Betrachtet man eine reale Zugkrafthochschaltung (Bild 5.7), so kann man den Verlauf dieses Beschleunigungsmomentes, das zusätzlich den Abtrieb beschleunigt, sehr schön erkennen. Wir haben während der Schaltung nicht nur keine Unterbrechung der Zugkraft, sondern durch Ausnutzung der vorhandenen kinetischen Energien – Motordrehzahl ist vor der Schaltung höher als nachher – sogar eine Beschleunigung am Abtrieb. Diese Beschleunigung sollte natürlich nicht zu hoch sein, um nicht unkomfortabel zu wirken.

Die größte Schwierigkeit ergibt sich aber am Ende einer Schaltung. Durch den Wegfall des Verzögerungsmomentes kommt es in der Regel zu einer Schwingungserregung des gesamten Antriebsstranges und u. U. sogar zu **Reibschwingungen**. Um diese zu vermeiden, wurden besondere **Reibpaarungen** für Automatgetriebe entwickelt (Abschn. 5.3).

Wie Bild 5.7 zeigt, kann man natürlich heute durch einen gezielten Motoreingriff die Beschleunigung



Schaltung mit Motorbeeinflussung, Zughochschaltung (Robert Bosch). **a** theoretischer Verlauf, Bezeichnungen vgl. Bild a. Zeitablauf:  $t_0$  Schaltkommando,  $t_1$  Servoglied des neuen Gangs beginnt Drehmoment zu übertragen,  $t_2$  Servoelement des alten Gangs geöffnet, Ende der positiven Überschneidung, Motordrehzahl nimmt ab,  $t_3$  Motordrehmoment wird durch Verstellung des Zündwinkels zurückgenommen,  $t_4$  Motordrehmoment wird wieder über Zündwinkel erhöht,  $t_5$  Schlupfende im Servoglied,  $t_6$  Zündwinkel wie vor Beginn der Schaltung, Motordrehmoment hat alte Höhe; **b** Messung zu Bild a. A Fahrzeugschleunigung bei Schaltung ohne Motorbeeinflussung, B Fahrzeugschleunigung bei Schaltung mit Motorbeeinflussung; Bezeichnungen Bild b

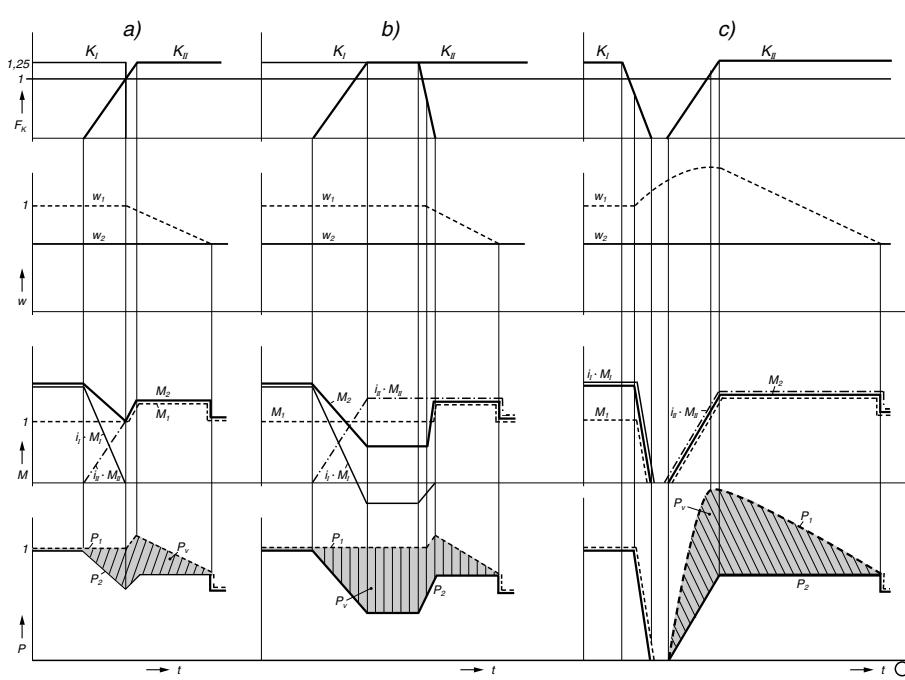
Bild 5.7: Beispiel für eine Lasthochschaltung [20]

während der Schaltung ziemlich genau gleich ausregeln wie die Beschleunigung vorher und das Schaltende durch gezielte Einflussnahme auf die Drucksteuerung ohne Ruck realisieren. Hier hat die Mikrocomputertechnik einen ganz entscheidenden Anteil an der heute erreichten Schaltqualität von Automatgetrieben. Dies kann man übrigens auch daran erkennen, dass innerhalb von nur etwa zehn Jahren alle Steuerungen von Hydraulik auf Elektronik umgestellt wurden.

Die Umstellung der Steuerungstechnik auf Mikrocomputer hat auch Vorteile in Bezug auf die Ansteuerung der zu schaltenden Bauelemente. Bei Beginn einer Zugkraftschaltung ist es ganz ent-

scheidend, wie lange die dazu geschaltete Kupplung noch mitrutschen muss, bevor die vorher betätigten Kupplung geöffnet werden kann. Man kann sehr leicht nachweisen, dass die Schaltarbeit für das zu schließende Schaltelement von der **Überschneidungszeit** abhängt.

Wählen wir die Überschneidungszeit zu kurz, dann wird das Motormoment nicht mehr abgestützt und der Motor geht auf eine höhere Drehzahl. Wir erinnern uns, dass wir das Gaspedal unter voller Last haben und keinen elektronischen Motoreingriff hatten. Nun muss unser Schaltelement den Motor von dieser Überdrehzahl auf die Anschlussdrehzahl abbremsen. Dadurch steigt natürlich die Schaltar-



**Bild 5.8:** Verlustleistung in Abhängigkeit der Überschneidung [18]

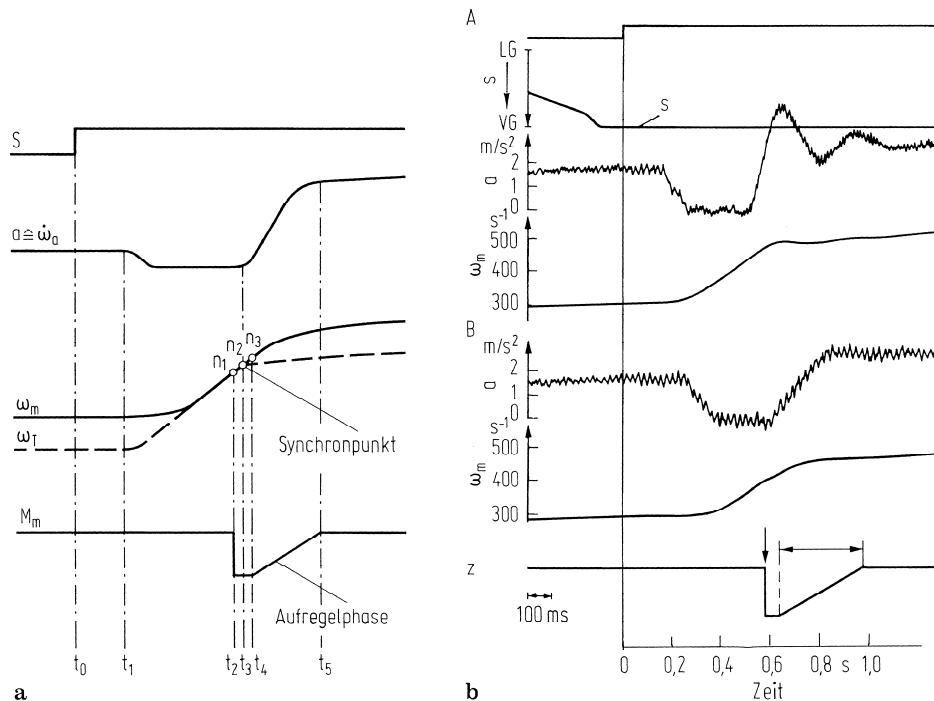
beit wegen des höheren rotatorischen Trägheitsmomentes sehr stark an. Während der gesamten Schaltung bleibt das Lastmoment des Fahrzeuges erhalten, daher muss auch diese Leistung ständig übertragen werden. Es ist bei einem „Durchgehen“ des Motors, wie uns Bild 5.8 zeigt, ohne Probleme möglich, eine doppelte bis dreifache Verlustleistung in das dazu geschaltete Schaltelement einzubringen. Dies hat eine Überbelastung zur Folge, für die das Schaltelement nicht ausgelegt ist, wodurch es dann sehr schnell zum thermischen Ausfall der Beläge kommt.

In Bild 5.8 haben wir den Fall A, der die ideale Überschneidung darstellt. Beide Kupplungen übertragen immer genau das Motormoment. Fall B zeigt die positive Überschneidung. Dies bedeutet, dass beide Schaltelemente länger als unbedingt notwendig miteinander im Eingriff sind. Die Kupplung bzw. das Schaltelement des vorher geschalteten Ganges wird erst dann geöffnet, wenn man sich auf Grund aller Toleranzen und anderer Ungenauigkeiten ganz

sicher ist, dass die neue Kupplung das Motormoment übertragen bzw. abstützen kann.

Diese Art der Steuerung führt zwar zu einer höheren Verlustleistung. Die Verlustleistung ist aber wesentlich geringer, als wenn der Motor „durchgeht“. Wie man aus Bild 5.8 ebenfalls erkennen kann, errechnet sich die Verlustleistung als Differenz aus der zugeführten Leistung und der abgegebenen Leistung. Da sich in unserem Falle sowohl Drehzahlen als auch Drehmomente dynamisch verändern, ist eine geschlossene mathematische Lösung nur durch Annäherung möglich.

Rückschaltungen ohne Last sind unkritisch für die Beanspruchung der Schaltelemente. Sie sind aber kritisch in Bezug auf die Schaltqualität, da bei diesen Schaltungen Schub- und Zugwechsel stattfinden. Bei Rückschaltungen unter Last kann dem Motor keine zusätzliche Energie entzogen werden, da dieser nicht gedrückt wird, sondern eine höhere Drehzahl erhalten muss. Diese Erhöhung der Motordrehzahl erfolgt aktiv durch den Motor selbst. Die



Schaltung mit Motoreingriff, Zugrückschaltung (Robert Bosch). **a** theoretischer Verlauf.  $S$  Schaltkommando,  $a \triangleq \dot{\omega}$ , Beschleunigung,  $\omega_s$  Motorwinkelgeschwindigkeit,  $\omega_t$  Winkelgeschwindigkeit der Turbine (Getriebeeingang),  $M_m$  Motordrehmoment. Zeitablauf:  $t_0$  Schaltkommando,  $t_1$  Lösen des bisherigen Servoglieds, Turbinendrehzahl nimmt zu, Fahrzeugsbeschleunigung nimmt ab,  $t_2$  Motordrehmoment wird durch Verstellung des Zündwinkels zurückgenommen,  $t_3$  Synchronpunkt, neuer Gang geschaltet,  $t_4$  Motordrehmoment wird über Zündwinkel wieder erhöht, Beschleunigung nimmt zu,  $t_5$  Schaltvorgang beendet; **b** Messung von Vorgang. A Fahrzeugsbeschleunigung bei Schaltung ohne Motorbeeinflussung, B Fahrzeugsbeschleunigung bei Schaltung mit Motorbeeinflussung; Legende Bild a; LG Leergas, VG Vollgas, Z Zündwinkel

**Bild 5.9:** Beispiel für eine Rückschaltung [20]

Schwierigkeit ergibt sich bei der Synchronisation des Motors. Hat der Motor eine noch höhere Drehzahl erreicht, so muss er durch die zu schließende Kupplung auf die **Synchrondrehzahl** abgebremst werden.

Wie Bild 5.9 zeigt, wird hier durch einen entsprechenden Eingriff in die Motorsteuerung eine wesentliche Verbesserung der Schaltqualität erreicht. Man sieht deutlich, wie es bei einer Rückschaltung ohne Motoreingriff zu einem Beschleunigungsstoß kommt und wie dieser Stoß bei der Rückschaltung unter Last mit Motoreingriff vermieden wird. In beiden Fällen ist die Beschleunigung aber für eine kurze Zeit null. Dies bedeutet, dass sich bei einer Rückschaltung Automatgetriebe und

automatisierte Schaltgetriebe nicht unterscheiden. Die Schwierigkeit bei den automatisierten Schaltgetrieben besteht darin, dass hier mehrere Vorgänge gleichzeitig sehr schnell ablaufen müssen. Es muss die Synchronisation der Getriebeteile erfolgen und anschließend die Synchronisation des Motors über die Hauptkupplung. Beim Automatgetriebe erfolgt diese Synchronisation mit einem einzigen Schaltelement.

## 5.3 Schaltelemente

Schaltelemente sind ein wesentlicher Bestandteil von Automatgetrieben.

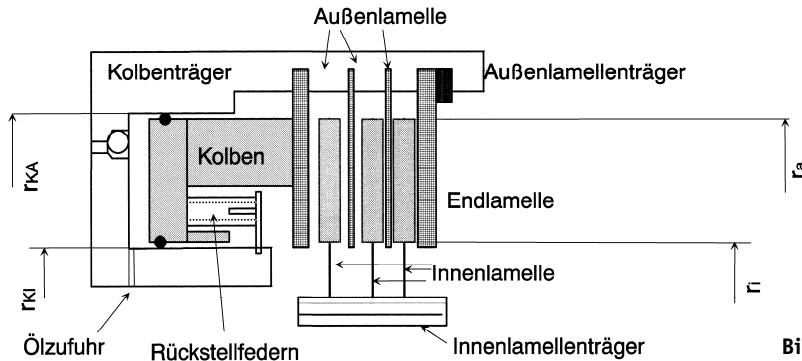


Bild 5.10: Aufbau einer Lamellenkupplung

Im Gegensatz zu den Synchronisierungen der Schaltgetriebe sind die Schaltelemente beim Automatgetriebe leistungsführend.

Dies bedeutet, dass die gesamte Antriebsleistung über die Schaltelemente geleitet werden muss. In Automatgetrieben verwendet man **Freiläufe** und **Lamellenkupplungen**. Wenn ein Teil einer Lamellenkupplung steht, ist dies eine **Lamellenbremse**. Schaltarbeit können nur Lamellenkupplungen bzw. Lamellenbremsen aufnehmen.

Freiläufe finden neben der Abstützung des Leitrades beim Trilok-Wandler (als Stützglieder) Verwendung in Automatgetrieben. Die häufigste Bauart eines Freilaufes ist der Klemmkörper-Freilauf, bei dem sich entsprechend geformte Bauelemente zwischen Innen- und Außenteil verklemmen und so die Übertragung eines Momentes ermöglichen.

Das Grundprinzip einer Lamellenkupplung zeigt Bild 5.10. Bei einer Bremse stehen in der Regel die Außenlamellen, und die Innenlamellen können sich in geöffnetem Zustand frei drehen. Aus Gründen der Symmetrie und der Einfachheit sind in der Regel die Innenlamellen mit einem Reibbelag belegt. Als Außenlamellen finden Stahllamellen mit entsprechender Oberflächenbeschaffenheit ihre Anwendung.

Die Besonderheit von Lamellenkupplungen im Vergleich zu den Lamellenbremsen besteht in der Zuführung des Öldrucks in den Kolbenraum. Diese erfolgt über eine Drehdurchführung, die abgedichtet werden muss.

Haben wir nun Öl im Kolbenraum und schalten diese Kupplung ab, so bleibt das Öl im Kolbenraum und erzeugt einen Fliehkräftedruck. Wollte man mit Hilfe der Rückstellfedern dieses Öl verdrängen, so wären – abhängig von der Drehzahl – sehr große Kräfte notwendig. Eine andere Lösung wäre, einen Druckausgleichsraum zu schaffen, der aber zusätzlichen Aufwand und vor allem auch zusätzliche Bau-länge bedeuten würde.

Weltweit hat sich daher eine konstruktiv elegante Lösung durchgesetzt. Bild 5.11 zeigt dieses Prinzip, das als **Kugelventil** bezeichnet wird. Entlang einer schießen Ebene wird eine Stahlkugel eingebaut. Rotiert nun der Kolben ohne Öl, so bewirkt die Drehzahl, dass sich die Kugel auf Grund der Fliehkräfte entlang der schießen Ebene nach oben bewegt. Sobald nun aber der Kolbenraum mit Drucköl beaufschlagt wird, liegt an der gesamten Vorderfläche der Kugel derselbe Öldruck an. Dieser Öldruck bewirkt, dass sich die Kugel entlang der schießen Ebene nach unten bewegt und die dort vorhandene Auslassbohrung verschließt. Die Bedingungen dafür sind natürlich so, dass die Fliehkräfte auf die Kugel immer geringer sein müssen als es dem kleinsten Öldruck, der zum Schließen erforderlich ist, entspricht. Dies muss natürlich auch für den gesamten Drehzahlbereich gelten, in dem die Kupplung geschlossen bleiben muss.

Wird nun der Öldruck abgeschaltet, haben wir nur noch druckloses Öl in unserem Kolbenraum, und die Fliehkräfte bewegen die Kugel entlang der schießen Ebene nach oben, dadurch wird die Auslassbohrung

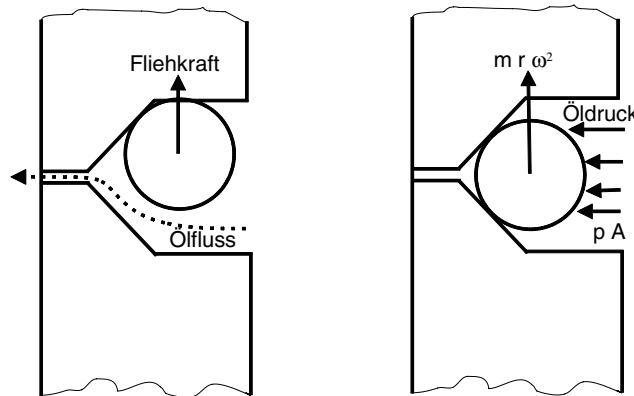


Bild 5.11: Kugelventil in einer Kupplung

für das Öl freigegeben. Die Positionierung des Auslasses sollte so weit wie möglich an der Außenseite sein. Es ist aber zu vermeiden, diese auf dem höchsten Durchmesser zu realisieren, da der gesamte Kolbenraum ähnlich wie eine Zentrifuge arbeitet und vor allem metallische Abtriebspartikel außen anlagert. Diese könnten zur Verschmutzung der Kugellaufbahn führen und deren Funktion beeinträchtigen. Weiterhin muss sichergestellt sein, dass im entlasteten Zustand die Kugel immer an der schießen Ebene anliegt.

Betrachten wir nun die **Reibpaarung** in einem Automatgetriebe.

Um den Ruck am Schaltende zu vermeiden, ist es erforderlich, einen fallenden Reibbeiwert bei kleiner werdender Relativdrehzahl zu erzielen. Man benötigt Reibpaarungen, die in Abhängigkeit von der Relativgeschwindigkeit kleinere Reibbeiwerte bei kleinen Relativgeschwindigkeiten erzeugen.

Bild 5.12 zeigt das typische Verhalten von Reibbelagkombinationen im Vergleich. Die Schaltqualität

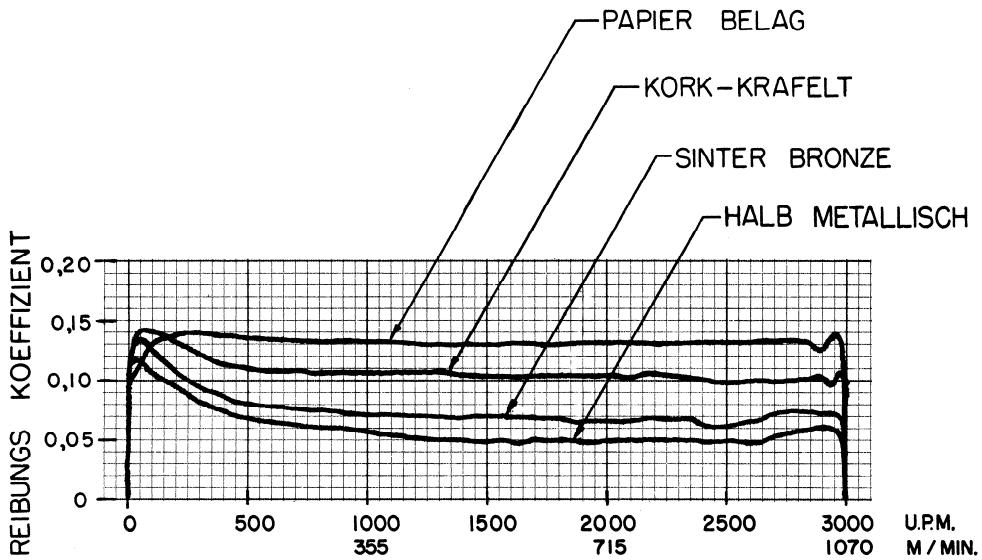


Bild 5.12: Reibbeiwertverhalten verschiedener Reibbelagkombinationen [4]

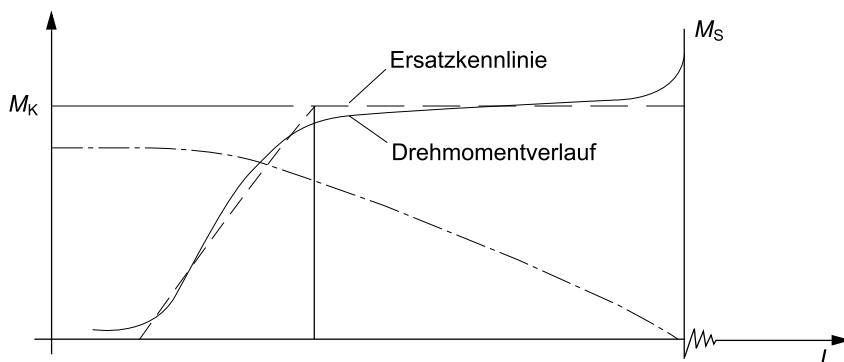
einer Zugkraftschaltung hat in erster Linie mit dem Ende der Schaltung zu tun und entscheidet sich nicht während oder zum Beginn der Schaltung. Nur die Kombination eines Papierreibbelages in Verbindung mit einem ATF-Öl hat einen fallenden Reibwert bei kleiner werdender Drehzahldifferenz bzw. einen zunehmenden Reibwert bei steigender Relativdrehzahl. Der Papierreibbelag erreicht zudem dynamisch relativ hohe Werte von bis zu 0,14. Nur bei dieser Reibpaarung ist der dynamische Reibwert höher als der statische.

Betrachten wir dagegen eine Sintermetall-Reibpaarung, so haben wir einen sehr viel geringeren dynamischen **Reibwert** und am Schaltende einen sehr viel höheren, quasi statischen Reibwert. Die Entwicklung dieser Reibpaarung Papier-Stahl bedeutet sehr viel Aufwand. Entscheidend ist nicht nur der Reibbelag, sondern auch die verwendete Ölsorte. Diese Reibbeläge sind organische Beläge und heißen **Papierbeläge**, weil sie tatsächlich auf einer Papiermaschine hergestellt werden. Die genaue Zusammensetzung und die Füllstoffe sind Betriebsgeheimnis der Belaghersteller. Nach dem Ausstanzen der Belagringe werden diese mit Harz getränkt und auf eine Stahlträgerplatte geklebt. Die Kombination von Belag und Öl hat einen Einfluss auf Haltbarkeit, ertragbare Schaltarbeit und Reibwertverhalten. Deshalb muss jede Kombination unter realen Bedingungen getestet werden. Ein ganz

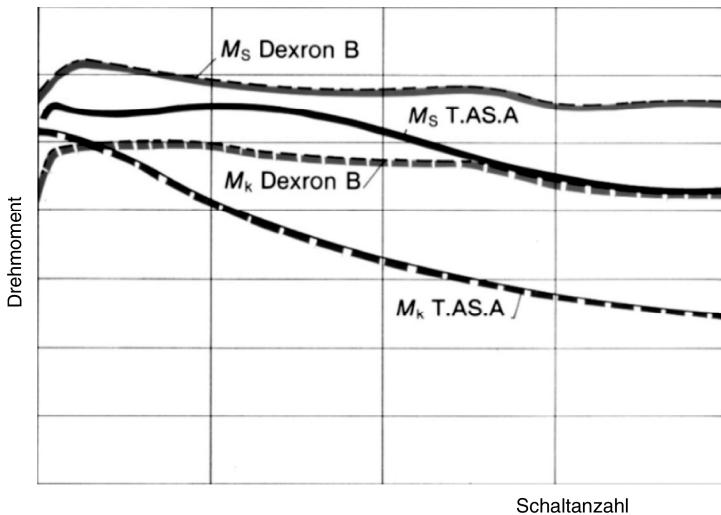
wichtiger Faktor ist hierbei die **Schalthäufigkeit**, also die Anzahl der Schaltungen pro Minute. Hier ergeben sich je nach Fahrzeugeinsatz unterschiedliche Anforderungen an ein Automatgetriebe.

Die Tests der Kombination Belag – Öl erfolgen auf einem Bremsenprüfstand. Hier rotiert eine Schwungmasse, die mittels der Prüflamellen abgebremst wird. Diese Testbedingung entspricht nur bedingt der Realität, da wir hier kein Lastmoment haben. Solche Prüfstände sind als DKA-Reiblamellenprüfstände bekannt. Bild 5.13 zeigt einen typischen Schaltschrieb. Aufgetragen sind hier das Reibmoment über der Rutschzeit sowie die Drehzahl. Es gibt mehrere Auswerteverfahren. Das einfachste zur Beurteilung der Schaltqualität ist die Bestimmung des Verhältnisses des Synchronmoments  $M_s$  zum mittleren Schaltmoment  $M_k$ .

Die nächsten Bilder (Bild 5.14 und 5.15) zeigen ein typisches Verhalten von Reibbelägen mit verschiedenen Ölen bzw. verschiedene Reibbeläge bei gleichem Öl. Während eine Belag-Öl-Kombination die Beanspruchungen, die natürlich für alle Tests völlig identisch sind, problemlos verträgt und der Reibwert konstant bleibt, so beginnt bei der anderen Kombination bereits nach sehr kurzer Schaltanzahl ein Abfallen des mittleren Reibwertes ohne Veränderung des Reibwertes am Schaltende, in unserem Falle des Synchronmoments  $M_s$ . Damit wird die Schaltqualität ständig schlechter.



**Bild 5.13:** Momentenverlauf beim Abbremsen DKA-Prüfstand [35]



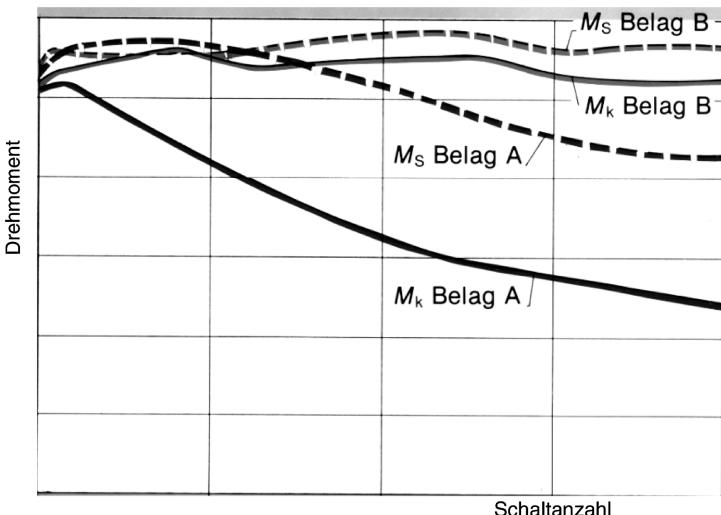
**Bild 5.14:** Schaltmomentverlauf mit verschiedenen Ölen [26]

Der Einfluss des Lastmomentes führt dazu, dass dieser Vorgang im Fahrzeug noch schneller abläuft als auf dem Prüfstand. Die Durchführung dieser Tests erfolgt mit einer Schaltfrequenz von vier Schaltungen pro Minute und einer spezifischen Belastung, die weit unter der Maximalbelastung liegt.

Neben diesem dynamischen Verhalten, das sich direkt auf die Schaltqualität eines Automatgetriebes auswirkt, haben Papierbeläge eine wei-

tere Besonderheit in Bezug auf das Verschleißverhalten. Während mechanische Reibpaarungen wie z. B. Sinter-Stahl oder auch trockene Reibbeläge einen kontinuierlichen Verschleiß aufweisen, so haben Papierbeläge praktisch keinen Verschleiß.

Zu Beginn des Betriebes kommt es durch verschiedene Effekte zu einem Setzen des Belages im Be-



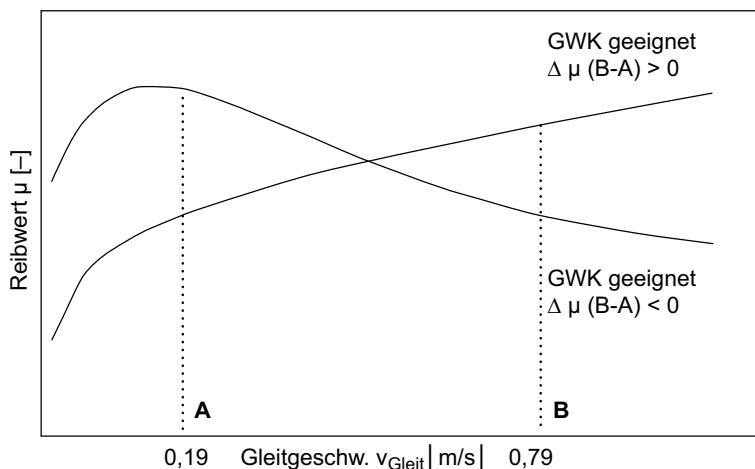
**Bild 5.15:** Schaltmomentverlauf mit verschiedenen Reibbelägen [35]

reich von wenigen Mikrometern. Dann bleibt die Dicke des Belages absolut konstant. Ist der Punkt erreicht, in dem die Kunststoffverbindungen zu brechen beginnen, kommt es relativ schnell zu großflächigen Belagablösungen. Damit werden die restlichen Belagteile noch stärker thermisch beansprucht, und innerhalb von wenigen Kilometern ist eine Totalzerstörung der Beläge gegeben.

Für die thermische Belastung der Reibbeläge gibt es ähnliche Verhältnisse wie bei einer normalen Schaltkupplung. Da die **Schaltarbeiten** innerhalb einer sehr kurzen Zeit anfallen und diese sehr hoch sein können (Grenzwerte liegen bei  $1 \text{ J/mm}^2$  Belagfläche), können die Wärmemengen während der Schaltung nicht durch das Öl abgeführt werden. Dies ist auf Grund der vorhandenen Ölvolumina physikalisch nicht möglich. Bei guter Kühlung hat man etwa einen Ölvolumenstrom, der sich im Bereich von  $1 \text{ mm}^3/(\text{mm}^2 \cdot \text{s})$  bewegt. Der Papierbelag hat darüber hinaus die Eigenschaft, isolierend zu wirken, sodass nahezu die gesamte Verlustwärme in den Gegenlamellen gespeichert werden muss. Bei hoch beanspruchten Schaltelementen, z. B. im Nutzfahrzeugbereich, verwendet man deshalb entsprechende dicke Gegenlamellen mit bis zu 8 mm Materialstärke.

Dieses Wärmeverhalten hat unmittelbar Auswirkungen auf die Auslegung eines Automatgetriebes in Bezug auf die Schaltpunkte. Die Anzahl der Schaltungen, die nacheinander durchgeführt werden können, ist begrenzt. Wir können genau so wie bei einer trockenen Reibkupplung durch eine zu hohe Schalthäufigkeit die Reibbeläge thermisch überlasten.

Besondere Anforderungen in Bezug auf das Reibbeiwertverhalten werden an die Wandlerüberbrückung gestellt. Diese Kupplung verbindet das Pumpenrad und das Turbinenrad mechanisch, sodass kein Schlupf mehr zwischen Primär- und Sekundärseite auftritt. Eine ganz wesentliche Eigenschaft eines Trilok-Wandlers ist jedoch die Schwingungstrennung, die wir in einem Antriebsstrang unbedingt benötigen. Wenn nun die mechanische Verbindung zwischen Primär- und Sekundärseite hergestellt wird, ist natürlich diese Schwingungstrennung durch die Hydrodynamik nicht mehr vorhanden. Man könnte nun zusätzlich zu dieser **Wandlerüberbrückungskupplung** einen entsprechenden Torsionsschwingungsdämpfer, wie wir ihn bereits von den manuellen Schaltgetrieben kennen, einbauen. Dies würde jedoch einen sehr großen Bauaufwand



**Bild 5.16:** Reibbeiwertverlauf für geregelte Wandlerüberbrückung [28]

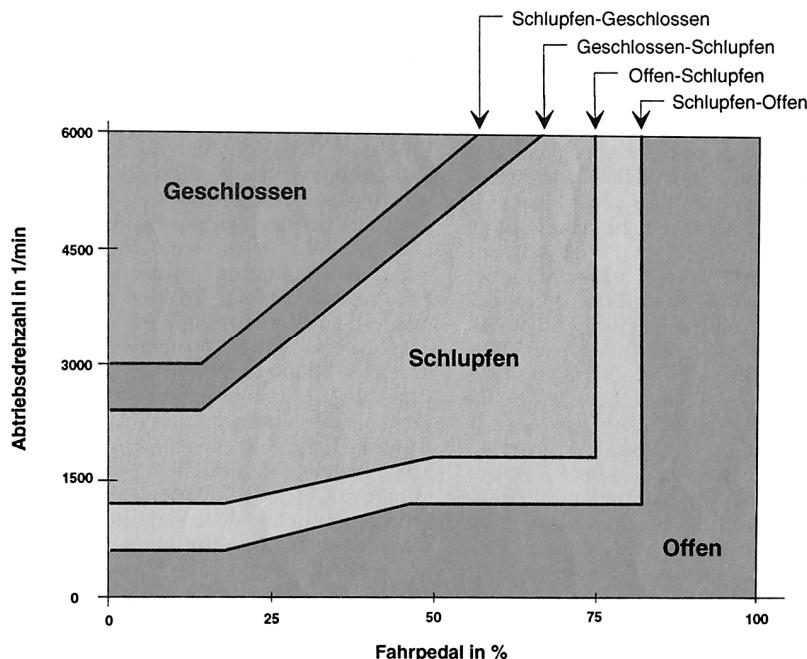
bedeuten. Man hat hier eine sehr viel kostengünstigere und vom Bauaufwand her sehr einfache Lösung gefunden. Das Prinzip beruht darauf, dass eine momentgeregelte Kupplung nur das eingestellte Drehmoment übertragen kann. Dies bedeutet, dass Momentenspitzen, die höher sind als das eingestellte Momente, abgeschnitten werden.

Die Realisierung nennt sich GWK, dies steht für geregelte Wandlerüberbrückungskupplung. Um diese Überbrückungskupplung immer genau in dem Punkt zu betreiben, der dem momentan anstehenden Drehmoment entspricht, wird die Überbrückungskupplung mit einer minimalen Schlupfdrehzahl zwischen 20 und 60 1/min betrieben. Da wir ständig im Bereich sehr kleiner Relativdrehzahlen arbeiten, ist es umso wichtiger, eine entsprechende Reibbelagskombination zu haben. Wie Bild 5.16 zeigt, ist ein fallender Reibbeiwert, d. h. in diesem Falle das  $\Delta\mu$  von B nach A größer als null, eine unbedingte Voraussetzung für das Funktionieren einer GWK. Nur wenn diese Reibbeiwertcharakteristik gegeben ist, dann sind die sehr kleinen Drehzahlen sicher zu regeln.

Da es sich um relativ kleine Drehzahlen handelt und die Wandlerüberbrückungskupplung sich in dem ständig mit Öl gefülltem Wanderraum befindet, ist hier natürlich eine sehr gute Kühlung und Abfuhr dieser geringen Verlustleistung gegeben. Das Reibbeiwertverhalten hängt wiederum sowohl vom Reibbelagmaterial als auch vom Öl ab.

Daher ist eine gemeinsame Erprobung von Öl und Reibbelag unbedingt erforderlich. Vor allem im Service muss auf die entsprechende Ölsorte geachtet werden. Die neuen Pkw-Getriebe haben bereits eine Lebensdauerfüllung, deshalb ist dieser Punkt weniger kritisch einzustufen. Die Steuerungskennlinien der GWK zeigt Bild 5.17. Hier sind der Bereich des geregelten Schlupfzustandes und der Bereich, bei dem die Überbrückungskupplung nicht geschaltet wird, sowie die Übergangsbereiche dargestellt.

Man kann erkennen, dass bei kleiner Motordrehzahl und maximaler Motorleistung grundsätzlich die Hydrodynamik als **Schwingungstilger** zum Arbeiten herangezogen wird. Nur bei entsprechend hoher



**Bild 5.17:** Zustandskennlinien der geregelten Wandlerüberbrückung [51]

Drehzahl und relativ kleinen Lasten wird die Überbrückungskupplung vollständig geschlossen. Im gesamten Zwischenbereich haben wir eine Schlupfregelung der Wandlerüberbrückungskupplung. Die Kraftstoffverbrauchsreduzierung durch eine solche GWK liegt je nach Zyklus bei ca. 2 %, in diesem Fall bezogen auf einen Antriebsstrang ohne Überbrückungskupplung. Diese GWKs sind eine spezielle Entwicklung für Pkw-Automatgetriebe, da hier der Komfortanspruch besonders hoch ist. Im Nutzfahrzeugbereich gibt es ausschließlich Getriebe mit einer Wandlerüberbrückungskupplung, die nach dem Anfahrvorgang geschlossen wird. Dies hängt u. a. auch mit der höheren spezifischen Leistung bei Nutzfahrzeugen zusammen, was prozentual zu den gleichen Werten führt, aber in Leistung und Kraftstoff ausgedrückt deutlich höhere Verlustleistungen bedeutet.

## 5.4 Steuerung von Automatgetrieben

Eine sehr komplexe Angelegenheit ist die Steuerung von Automatgetrieben. Die Steuerung hat zwei Grundaufgaben: zum einen die Festlegung des Schaltpunktes (siehe Kapitel 6) und zum anderen die Durchführung einer Schaltung unter den gegebenen Bedingungen. Heutige Getriebesteuerungen

sind **mechatronische Systeme**. Alle komplexen Funktionen wie Festlegung des Schaltpunktes und der Druckverläufe sowie entsprechende Ausgabe an andere fahrzeugseitige Rechnersysteme wie z. B. Motorsteuerung übernimmt der Mikrocomputer. Die Umsetzung in hydraulische Drücke erfolgt mittels getakteter Magnetventile. Diese Magnetventile werden so gesteuert, dass sie den passenden Druck zum anstehenden Drehmoment liefern.

Die Ansteuerung eines Automatgetriebes hat darüber hinaus eine Reihe von wesentlichen Sicherheitsfunktionen zu gewährleisten. Erst vor kurzem stellte BMW das erste Pkw-Automatgetriebe mit rein elektronischer Ansteuerung vor. Darunter muss man verstehen, dass zwischen dem Fahrrichtungswunsch – die Eingabe erfolgt am Wählhebel – und dem Getriebe selbst keine mechanische Verbindung mehr vorhanden ist. Wie man an einem Ausschnitt eines Steuersystems für ein Automatgetriebe von DaimlerChrysler sehen kann, wird bisher über den Wählhebel eine hydraulische Verriegelung im Getriebe geschaltet (Bild 5.18). Der Wählhebel verfügt über die Positionen P für Parkposition, R für Rückwärtsgang, N für Neutral, D für Drive. In Position D werden alle Vorrwärtsgänge vom Getriebe geschaltet. Dies bedeutet, dass unabhängig von der Elektronik ein Vorrwärtsfahrbetrieb nur dann möglich ist, wenn auch dieser mechanische Wählhebel den Öldruck für die vorwärts zu betätigenden Schaltelemente frei

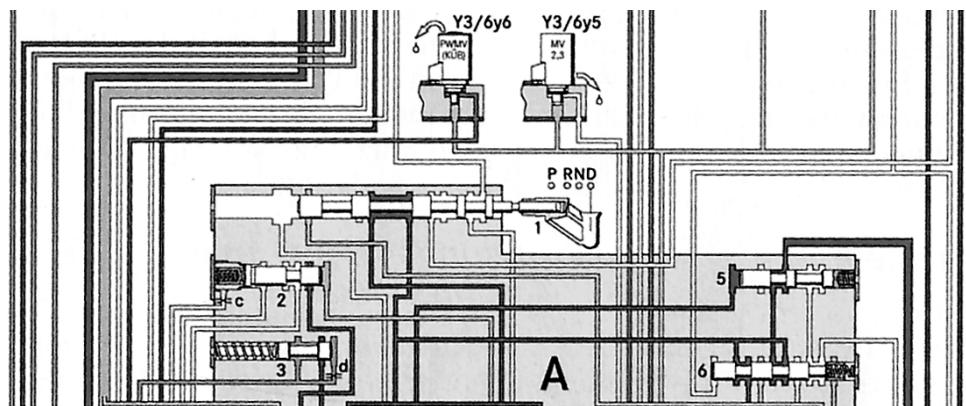
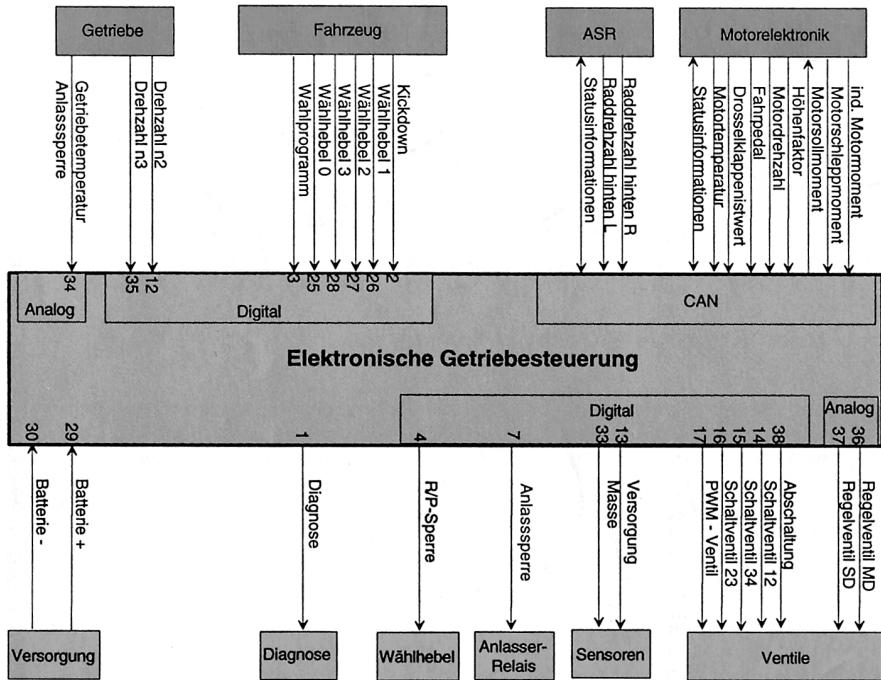


Bild 5.18: Ausschnitt Steuerschema mit Ansteuerung Wählhebel [51]



**Bild 5.19:** Einflussgrößen Drucksteuerung Automatgetriebe W5A 330/580 [51]

gibt. Man hat hier eine 100%ige Absicherung von Fehlfunktionen der Elektronik.

Bild 5.19 zeigt einen Überblick über alle elektronischen Signale, die für ein Getriebesteuerungssystem erforderlich sind. Die Besonderheit ist, dass diese Systeme aus analogen und digitalen Anteilen bestehen. Erste elektronische Getriebesteuerungen waren in Analogtechnik realisiert. Heutige Steuerungen sind grundsätzlich in digitaler Technik aufgebaut. Besonders interessant ist der Datenaustausch über den **CAN-Bus**. Mittels dieser Informationen kann z. B. über die vom Fahrzeugmotor induzierte Motorleistung durch Vergleichen mit der Fahrzeugbeschleunigung auf die momentane Fahrsituation geschlossen werden. Man kann damit unter anderem ermitteln, ob sich das Fahrzeug in einer Steigung oder in der Ebene befindet. Damit hat man die Möglichkeit, auch Einflüsse der Topografie zu berücksichtigen.

In Bild 5.20 sind die verschiedenen Einflussparameter dargestellt, die sich alle auf den Ansteuерdruck für ein entsprechendes Schaltelement bei einer

Umschaltung bzw. dem Einlegen des Ganges beziehen. Da bestimmte Parameter einer Veränderung unterliegen und andererseits die Anzahl der Parameter ständig zunimmt, werden neue Steuerungen dahingehend entwickelt, dass sie sich selbst anpassen können. Diese Adaption sichert über das gesamte Fahrzeugleben eine gleich bleibende Schaltqualität.

Bei Steuerungen für Automatgetriebe handelt es sich um hochkomplexe Systeme. Die digitale Steuerungstechnik führte hier zu einem gewaltigen Sprung in Bezug auf Schaltkomfort und Adaptionsfähigkeit.

Die Stabilität der Prozesse über ein gesamtes Autoleben hinweg wurde ebenfalls verbessert. Automatgetriebe sind ohne digitale Steuerungstechnologie nicht mehr denkbar. Vor allem die Möglichkeiten der Anpassung an unterschiedliche Lastbedingungen erlauben den heutigen Schaltkomfort und erhöhen damit die Akzeptanz von Automatgetrieben.

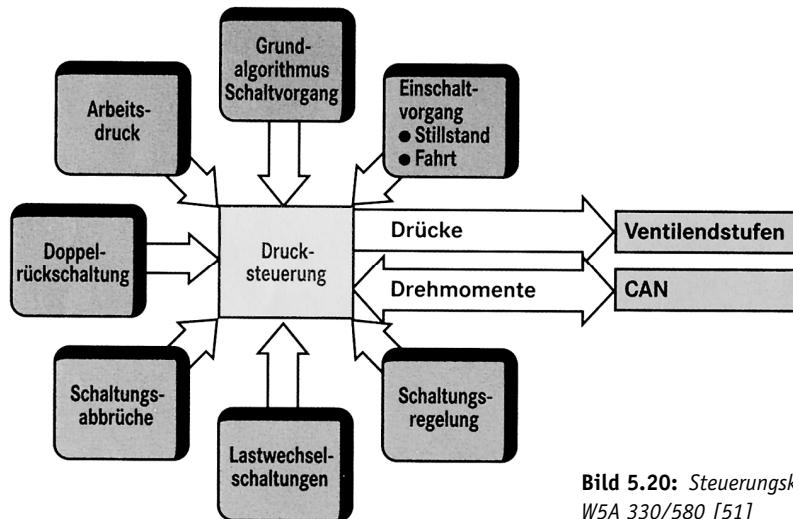


Bild 5.20: Steuerungskonzept DaimlerChrysler Automatgetriebe W5A 330/580 [51]

## 5.5 Doppelkupplungsgetriebe

Bei der Suche nach neuen Getriebelösungen in Richtung Automatgetriebe wurde auch das Prinzip des Doppelkupplungsgetriebe wieder entdeckt. Bei diesem Prinzip handelt es sich um zwei parallel angeordnete Schaltgetriebe. Es wurde von Prof. R. Franke bereits im Jahre 1940 zum Patent angemeldet. Dieses Konzept war vor allem für Geländefahrzeuge gedacht, da diese bedingt durch die großen Rollwiderstände vor allem bei weichem Untergrund nicht schalten können. Das Problem besteht darin, dass bei einer Trennung des Leistungsflusses das Fahrzeug so stark verzögert, dass die Mindestdrehzahl des Motors unterschritten wird und es zu einem Abwürgen kommt.

Mit Hilfe der **Doppelkupplung** kann entweder der eine oder der andere Getriebezweig kraftschlüssig geschaltet werden. Wird nun in dem jeweiligen Getriebezweig mit Hilfe eines Synchronelementes die Übersetzung vorgewählt, erhalten wir ein Lastschaltgetriebe, welches sich aus zwei normalen Synchrogetrieben zusammensetzt.

Betrachten wir Bild 5.21, so schalten Kupplung 1 und Kupplung 2 immer den nachgeschalteten Getriebezweig mit.

Der Vorteil des Doppelkupplungsgetriebe besteht nun darin, dass wir nur zwei Kupplungen brauchen, die wechselseitig die Lastschaltung durchführen, und alle anderen Getriebeteile auf einem normalen Schaltgetriebe basieren. Möchten wir ein Automatgetriebe mit dem gleichen Funktionsumfang wie ein Wandlerautomatgetriebe haben, so müssen wir vor die Doppelkupplung noch als Anfahrelement einen hydrodynamischen Wandler einbauen. Bild 5.21 zeigt das Funktionsschema eines solchen Getriebes. Nach dem Wandler benötigen wir noch eine Zwischenwand für die Leitradabstützung, und der Antrieb der Zahnradpumpe muss an dieser Stelle konstruktiv vorgesehen werden.

Die beiden Kupplungen K1 und K2 sind nun entsprechend mit den geraden und den ungeraden Gängen verbunden. In unserem Falle sind die geraden Gänge an K1 gekoppelt und die ungeraden Gänge an K2. Beide Nebenwellen führen auf eine gemeinsame Abtriebswelle. Für beide Kupplungen benötigen wir eine entsprechende Drehdurchführung und konstruktive Ausgestaltung. Man kann bereits am Schemabild erkennen, dass ein solches Getriebe in koaxialer Bauweise von der Baulänge nicht unbedingt große Vorteile bietet. Bei der Betätigung müssen auf jeden Fall die beiden Kupplun-

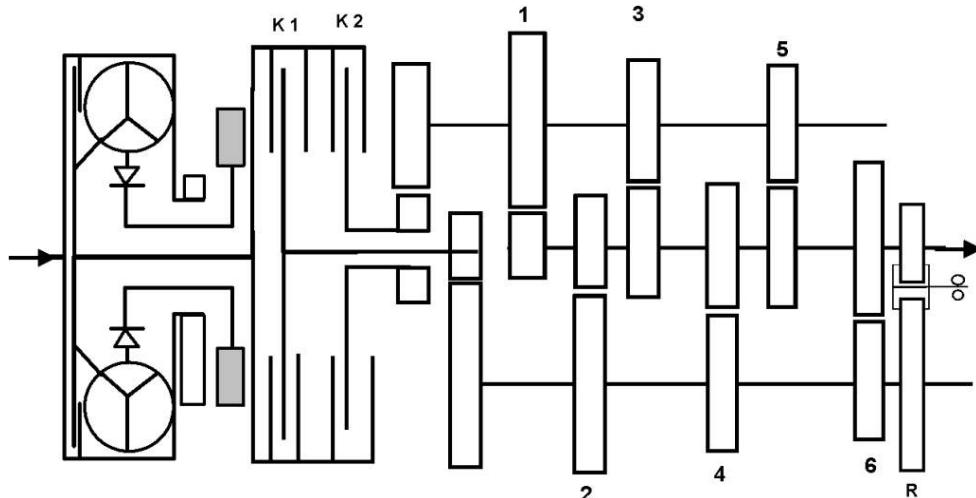


Bild 5.21: Prinzip eines Doppelkupplungsgetriebes mit Trilok-Wandler

gen angesteuert werden sowie für jeden zu schaltenden Gang das entsprechende Synchronelement.

Die Funktion des Doppelkupplungsgetriebes erfolgt so, dass wir zunächst im ersten Gang anfahren. Dazu ist K2 geschlossen. Auf der zweiten Welle wird bereits der zweite Gang vorgewählt. Die Kupplung K1 ist in diesem Falle geöffnet, sodass das Synchronelement nur das Schleppmoment dieser Kupplung synchronisieren muss. Bei der Schaltung von eins nach zwei wird nun K1 dazugeschaltet, der Motor entsprechend gedrückt und die Kupplung K2 geöffnet. Dazu ist natürlich notwendig, sofern man nicht einen Motormomenteingriff vornehmen kann, dass die Kupplung K1 über eine entsprechende Drehmomentkapazität verfügt. Sobald die neue Synchondrehzahl erreicht ist, fährt das Fahrzeug im zweiten Gang. Nun wird bereits auf der Nebenwelle der dritte Gang vorgewählt, und das Spiel geht in umgekehrter Richtung. So werden alle Gänge durchgeschaltet.

Anhand dieser Schaltfolge kann man sehen, dass die Belastung dieser zwei Kupplungen doch sehr groß ist. Da wir bereits wissen, dass die Schalthäufigkeit ein ganz wesentliches Lebensdauerkriterium ist, so muss speziell bei einem Doppelkupplungsgetriebe hier ein besonderes Augenmerk auf die

Auslegung gerichtet werden. Prinzipiell ergibt sich eine weitere Schwierigkeit. Eine Schaltung von zwei nach vier ist nur mit Unterbrechung der Zugkraft denkbar. Beim Beschleunigen ist es bei einem Pkw nicht unbedingt erforderlich, Gänge zu überspringen. Problematischer wird die Funktion eines Doppelkupplungsgetriebes dagegen beim Bremsen. Da in der Regel die Verzögerung der Fahrzeuggeschwindigkeit wesentlich größer ist als die Schaltzeiten innerhalb eines Getriebes, fällt es bei einer Vollbremsung und anschließender Beschleunigung sehr schwer, den richtigen Gang wieder zu treffen.

Herkömmliche Wandlerautomatgetriebe lösen dieses Problem so, dass der jeweilige Gang angeschaltet wird und – falls sich die Bedingungen während des Schaltvorganges ändern – diese Schaltung abgebrochen und die nächste Schaltung begonnen wird, sodass im Augenblick der konstanten Bedingungen der richtige Gang automatisch gefunden wird. Bei einem Doppelkupplungsgetriebe kann man dieses Problem nur so lösen, dass man sehr schnell die Gänge schalten kann.

Neu vorgestellt wurde von VW/Audi ein **Direktschaltgetriebe (DSG)**. Bei diesem Getriebe handelt es sich um ein Automatgetriebe in der Bauform eines Doppelkupplungsgetriebes. Als Anfahrelement

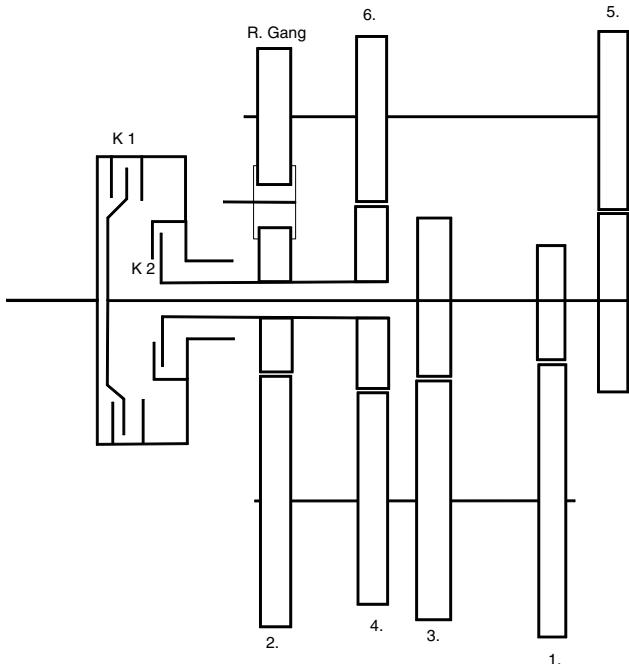


Bild 5.22: Schema DSG

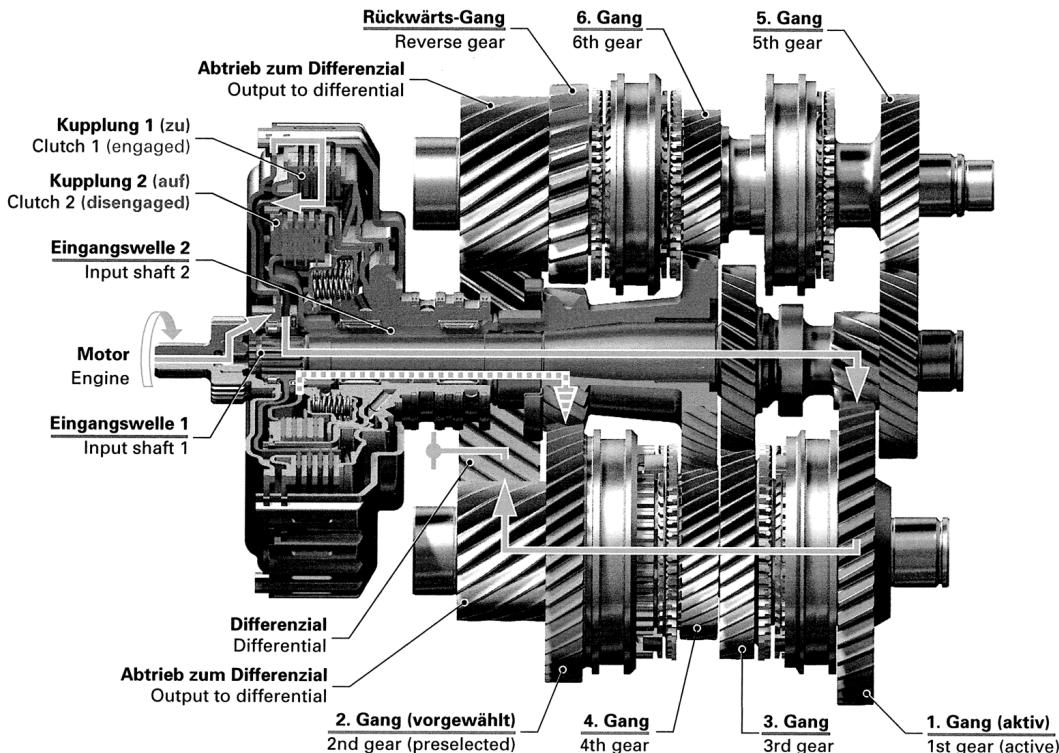
kommt nun kein Wandler mehr zum Einsatz, sondern in diesem Fall wird die K1 auch zum Anfahren des Fahrzeuges verwendet. Die beiden Kupplungen K1 und K2 sind beides nasslaufende Lamellenkupplungen. Mit entsprechender Kühlung kann hier ein gewisser Dauerschlupf realisiert werden, sodass ein Vortriebsmoment bei stehendem Fahrzeug einstellbar ist. Da nun der Wandler als Anfahrelement wegfällt, erreicht man eine kurze axiale Baulänge. Die Schwierigkeit von Wandlerautomatgetrieben liegt in der Baulänge bei Front-Quer-Einbau. Hier wird es zunehmend schwieriger, Automatgetriebe in Planetenradbauweise mit hydrodynamischem Wandler für die entsprechenden Drehmomente noch unterzubringen. Das DSG-Getriebe stellt hier eine interessante Alternative dar.

Vom Aufbauprinzip her entspricht es einem herkömmlichen Doppelkupplungsgetriebe. In diesem Fall hängen an der K1 die Gänge eins, drei und fünf und an der K2 die Gänge zwei, vier und sechs. Das Interessante ist nun, dass auch hier, wie bei allen Getrieben für Front-Quer Einbau, eine Rückführung

zum Differenzial erfolgen muss, und so verfügt dieses Getriebe nicht nur über zwei Antriebswellen, die ko-axial angeordnet sind, sondern auch über zwei parallel liegende Abtriebswellen, die dann beide auf das Differenzial zugreifen (Bild 5.22). Dies stellt sehr hohe Anforderungen an eine Fertigung, da hier im Prinzip fünf Wellen ineinander laufen müssen. Natürlich können nun beide Abtriebswellen entsprechend von beiden Antriebswellen benutzt werden, was auch erfolgt, da Gang eins über die Abtriebswelle eins läuft und Gang fünf über die Abtriebswelle zwei.

Ziel bei diesem Getriebe war sicherlich, einen minimalen axialen Bauraum für ein Automatgetriebe zu realisieren. Dies ging nur mit dem Verzicht auf einen hydrodynamischen Anfahrwandler. Man kann dies auch daran erkennen, dass aus Platzgründen die beiden Kupplungen übereinander angeordnet sind und daher einen beträchtlichen konstruktiven Aufwand erfordern.

Ein Schnittbild (Bild 5.23) zeigt die komplette Mechanik dieses Getriebes mit den Synchronschaltelementen für jeden Gang.



**Bild 5.23:** Schnittbild des DSG, 1. Gang aktiv [VW]

Die Problematik der Rückschaltung vom sechsten z. B. in den zweiten Gang war den Entwicklern sehr wohl bewusst. Man kann nachlesen, dass diese Schaltung als längste Schaltung überhaupt ca. 0,9 Sekunden dauert.

Die anderen Schaltzeiten liegen unter 400 Millisekunden. Für die Akzeptanz eines Doppelkupplungsgetriebes ist dies sicherlich von großem Vorteil.

Den Nachteil, dass Doppelschaltungen nicht durchgeführt werden können – d. h. das Springen über einen Gang –, kann nur durch extrem kurze Schaltzeiten kompensiert werden.

Da die Schaltung ohne Unterbrechung der Zugkraft einen deutlichen Komfortgewinn gegenüber automatisierten Schaltgetrieben darstellt, beschäftigen sich alle Entwickler mit Lösungen für eine Schal-

tung ohne Zugkraftunterbrechung. Unter dem vorhandenen Kostendruck sind natürlich einfache Lösungen mit gleichwertigem Komfort gefragt. Nicht zu vergessen ist hierbei der Wirkungsgrad solcher Getriebe.

Bei einem Doppelkupplungsgetriebe kommt im Prinzip nur eine Kupplung dazu, alles andere sind bekannte Elemente. Aus diesem Grund können sehr gute Wirkungsgrade erreicht werden. Daher verwundert es nicht, dass derzeit sehr viele Entwicklungaktivitäten unternommen werden, ein Doppelkupplungsgetriebe mit zwei trockenlaufenden Kupplungen zu bauen. Hier benötigt man nur noch eine zusätzlich trockenlaufende Kupplung und hat damit ein sehr kostengünstiges Automatgetriebe, basierend auf bekannten Elementen. Diese Entwicklungen sind sicher eine interessante Alternative zu den bestehenden Wandlerautomatgetriebekonzepten.