6.6 Pkw-Getriebe

Bei Pkw unterscheidet man im Wesentlichen folgende Getriebebauarten und -bauformen, siehe hierzu auch Abb. 1.2:

- Handschaltgetriebe MT,
- Automatisierte Schaltgetriebe AMT,
- Stufen-Automatgetriebe,
  - Doppelkupplungsgetriebe DCT,
  - konventionelle Automatgetriebe AT (bestehend aus hydrodynamischem Wandler und nachgeschaltetem Planetengetriebe),
  - Automatgetriebe in Vorgelegebauweise,
- Hybridantrieb und
- Mechanische Stufenlosgetriebe CVT.

Nach dieser Einteilung werden nachfolgend die konstruktiven Grundkonzepte der Pkw-Getriebe vorgestellt. Tabelle 6.10 zeigt in der Zusammenfassung die in den Systematikabschnitten 6.6.1 bis 6.6.6 sowie in den Konstruktionsabschnitten 12.1.1 bis 12.1.6 behandelten Getriebe.

Tabelle 6.10. In den Abschn. 6.6.1–6.6.6 sowie 12.1.1–12.1.6 vorgestellte Fahrzeuggetriebe. *FQ* Frontquer-Antrieb; *S* Standardantrieb; *FL* Frontlängs-Antrieb; *FLA* Frontlängs-Allradantrieb; *HL* Hecklängs-Antrieb; *HQ* Heckquer-Antrieb; *WSK* Wandlerschaltkupplung; *WK* Wandlerüberbrückungskupplung

Schema Abb.-Nr.	Gänge	Kennzeichen	Einbaulage	Hersteller	Bezeichnung	Konstruktion Abb.-Nr.	Lfd-Nr.
6.18a	4	MT, 1-stufig	FQ	VW	MQ	—	—
6.18b	5	MT, 1-stufig	FQ	VW	MQ	12.1	1/
6.19a	4	MT, 2-stufig	S	Getrag	4-Gang	—	—
6.19b	5	MT, 2-stufig	S	ZF	S 5-31	12.2–12.4	2/
6.20a	6	MT, 2-stufig	S	Getrag	286	12.5	3/
6.20b	6	MT, 1-stufig	FQ	Opel	F28-6	12.6	4/
6.21a	6	MT, 1-stufig, 3-Wellen	FQ	Getrag	285	12.7–12.8	5/
6.21b	6	MT, 1-stufig, 3-Wellen	FQ	MB	FSG 300-6	12.9–12.10	6/
6.22a/b	6	MT, 2-stufig	S	Getrag	217	12.11	7/
6.23a	6	MT, 1-stufig	FL	Audi	ML350-6F	12.12	8/
6.23b	6	MT, 1-stufig	FLA	Audi	ML450-6Q	12.64	8/
6.24	3	AMT, 1-stufig, WSK	HL	VW	Bj. 1967	—	—
6.25a	6	AMT, 1-stufig, Gruppe	HQ	Getrag	431	12.13–12.14	9/

Tabelle 6.10 (Fortsetzung)

6.25b	7	AMT, 2-stufig	S	Getrag	247	12.15–12.16	10/
6.26	6	DCT, Prinzip	FQ	VW	DSG	12.17–12.20	11/
6.27	7	DCT	S	ZF	7 DCT 50	12.21	12/
6.30–6.31	4	AT, o. WK	FQ	ZF	4 HP 14	—	—
—	5	AT, o. WK	S	MB	W5A 030	12.22	13/
6.32	5	AT	S	MB	W5A 580	12.23	14/
6.33	7	AT	S	MB	W7A 700	12.24	15/
6.34	6	AT	S	ZF	6 HP 26	12.25	16/
6.35	6	AT	FQ	AISIN	TF 80-SC	12.26	17/
6.36	5	AT, Vorgelege	FQ	MB	W5A 180	12.27	18/
6.37–6.38	6	Hybrid, parallel	S	BMW/ZF	Aktiv-getriebe	12.28	19/
6.39	∞	Hybrid, verzweigt	FQ	Toyota/ Lexus	P310	12.29	20/
6.41	∞	CVT, Toroid-Prinzip	—	—	—	—	—
—	∞	CVT, Kettenvariator	FL	Audi	Multitronic	12.30	21/
—	∞	CVT, Kettenvariator	FQ	MB	Autotronic	12.31	22/
6.43	∞	CVT, Kettenvariator	FQ	ZF	CFT 30	12.32	23/
6.44	∞	CVT, geared neutral	—	—	—	—	—

6.6.1 Pkw-Handschaltgetriebe (MT)

Als Pkw-Handschaltgetriebe werden Getriebe zusammengefasst, bei denen sowohl der Vorgang des Kuppelns und Anfahrens als auch der des Wechselns der Gangstufen manuell vom Fahrer erfolgt. Sie werden ausschließlich mit Stirnrädern ausgeführt. Getriebe mit reiner Klauenschaltung sind bei Pkw nicht am Markt. Es werden nur Getriebe mit Synchronisierungen angeboten. Um das Grundlegende herauszuarbeiten wird auf den folgenden Seiten auch die historische Entwicklung dargestellt. Beginnend mit den 4-Gang-Getrieben, wie sie Anfang der 1990er noch zu finden waren, wird die Systematik der Handschaltgetriebe bis zu den aktuellen Konstruktionen erläutert. Wie immer in diesem Buch, handelt es sich bei der genannten Gangzahl um Vorwärtsgänge. Auf die Ableitung von Allradvarianten aus den Grundkonzepten wird separat eingegangen.

Die Pkw-Handschaltgetriebe lassen sich nach der Anzahl der Stufen in weitere Klassen unterteilen, vgl. auch Abschn. 6.3. Dabei ist „Stufe“ als Leistungsfluss

von einer Welle auf eine andere definiert. Diese Unterteilung bezieht sich auf die Vorwärtsgänge des Hauptgetriebes, nicht auf evtl. integrierte Achsantriebe, Differentiale und zu deren Antrieb erforderliche Zwischenwellen. Damit ergeben sich die folgenden Klassen:

- Einstufige Vorgelegegetriebe mit 4 bis 6 Gängen und integriertem Achsantrieb, z.B. Abb. 6.18a und
- Zweistufige (koaxiale) Vorgelegegetriebe mit 4 bis 6 Gängen, z.B. Abb. 6.19a.

Einstufige Vorgelegegetriebe werden in Pkw eingesetzt, bei denen sich der Motor an der Antriebsachse befindet, also bei frontgetriebenen Fahrzeugen mit Frontmotor oder bei heckgetriebenen mit Heckmotor. Dies gilt für beide der gängigen Einbaulagen des Motors – längs oder quer. Bei den einstufigen Vorgelegegetrieben ist meist der Achsantrieb in das Getriebegehäuse integriert. Wird aus Platzgründen eine sehr kurze Baulänge des Getriebes benötigt, kann die Übersetzung über eine dritte räumlich versetzte Welle realisiert werden. Abbildung 6.21 zeigt solche Dreiwellengetriebe.

In den Getriebeschemata, die in diesem Kapitel verwendet werden, sind aus Gründen der Vollständigkeit integrierte Achsantriebe, wenn vorhanden, sowie die Rückwärtsgänge der einzelnen Getriebe „grau“ dargestellt. Bei den Rückwärtsgängen gilt es zu beachten, dass die Wellen der Zwischenräder in einer anderen Ebene als die Hauptwellen liegen. Vergleiche hierzu auch Abschn. 6.5. Lage und Größe der Zwischenräder sollen nur einen Eindruck des prinzipiellen Aufbaus wiedergeben.

Zweistufige Vorgelegegetriebe kommen bei Pkw mit Standardantrieb zur Anwendung. In ihnen sind üblicherweise keine Komponenten des Achsantriebs integriert, da sie in der Regel direkt an den vorn liegenden Motor angeflanscht sind und die Verbindung zur Antriebsachse über eine Kardanwelle hergestellt wird. Eine Ausnahme stellen solche zweistufigen Getriebe dar, die bei vorn liegendem Motor zur gleichmäßigeren Gewichtsverteilung an der Hinterachse angeordnet sind (s. auch Abb. 6.2h/i). In ihnen sind dann Teile des Achsantriebs integriert.

Die Synchronpakete sind jeweils einer Schaltebene zugeordnet und dienen meist zum Schalten zweier benachbarter Gänge. In einer Schaltebene liegen üblicherweise 1. und 2. Gang, 3. und 4. Gang, 5. und Rückwärtsgang oder auch 5. und 6. Gang. Es gibt auch Konstruktionen, die für den 5. und den Rückwärtsgang jeweils ein eigenes Schaltelement verwenden, dieses kann beim Rückwärtsgang auch unsynchronisiert sein.

Als Beispiel für ein einstufiges 4-Gang-Getriebe dient ein Getriebe der Firma VW, wie es z. B. im VW Golf Anfang der 1990er zum Einsatz kam, Abb. 6.18a. Bei diesem Getriebe ist das Zahnradpaar des ersten Gangs direkt neben einer Wellenlagerung angeordnet. Die Gesamtzahl der Zahnradpaare bleibt gegenüber einem zweistufigen 4-Gang-Getriebe gleich, da zwar das Zahnradpaar der *Antriebskonstante K*, Abb. 6.19, entfällt, dafür aber eines für den 4. Gang benötigt wird. Einstufige Getriebe haben keinen direkten Gang.

Das einstufige 5-Gang-Getriebe, Abb. 6.18b, unterscheidet sich vom einstufigen 4-Gang-Getriebe nur durch eine zusätzliche Zahnradstufe, welche an der der Antriebsseite gegenüberliegenden Gehäuseseite „angehängt“ wurde.

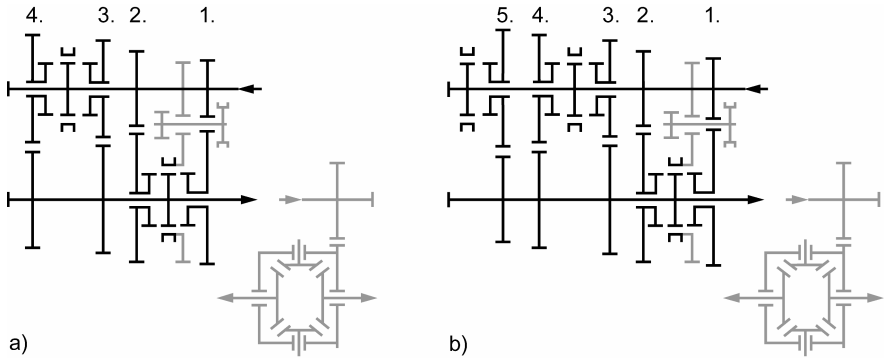


Abb. 6.18. *a* Einstufiges 4-Gang-Getriebe (VW); *b* einstufiges 5-Gang-Getriebe (VW), *ausgeführte Konstruktion Abb. 12.1*

Dadurch ergeben sich in der ursprünglichen Getriebeeinheit keinerlei konstruktive Veränderungen. 5-Gang-Getriebe sind häufig als Weiterentwicklungen aus bestehenden 4-Gang-Getrieben entstanden.

Ein Vertreter der zweistufigen 4-Gang-Getriebe ist das Getrag-Getriebe in Abb. 6.19a. Gemäß dem Konstruktionsgrundsatz, hohe Drehmomentänderungen in der Nähe von Lagerungen zu realisieren, um die Wellendurchbiegung möglichst gering zu halten, befindet sich das Zahnradpaar des ersten Gangs an der Getriebeabtriebsseite. Der 4. Gang ist als Direktgang ausgeführt. Beim in Abb. 6.19b dargestellten 5-Gang-Getriebe ist der 5. Gang der Direktgang. Häufig ist aber der 5. Gang ins Schnelle übersetzend (Schongang) und der 4. Gang der Direktgang.

Bei dem zweistufigen Vorgelegegetriebe mit 6-Gängen nach Abb. 6.20a, befinden sich die Zahnradstufen des 1. und des 2. Gangs in der Nähe einer Wellenlagerung. Dies ist auch vor dem Hintergrund zu sehen, dass derartige Getriebe vor allem in Pkw der oberen Leistungsklasse zum Einsatz kommen und daher für hohe Drehmomente ausgelegt werden müssen. Abbildung 6.20b zeigt ein einstufiges Vorgelegegetriebe mit Achsantrieb.

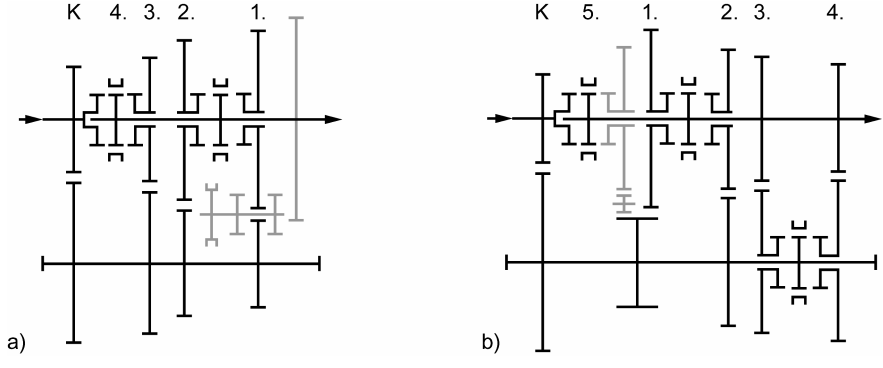


Abb. 6.19. *a* Zweistufiges 4-Gang-Getriebe (Getrag); *b* zweistufiges 5-Gang-Getriebe mit direktem 5. Gang, „Sportgetriebe“ (ZF), *ausgeführte Konstruktion Abb. 12.2*

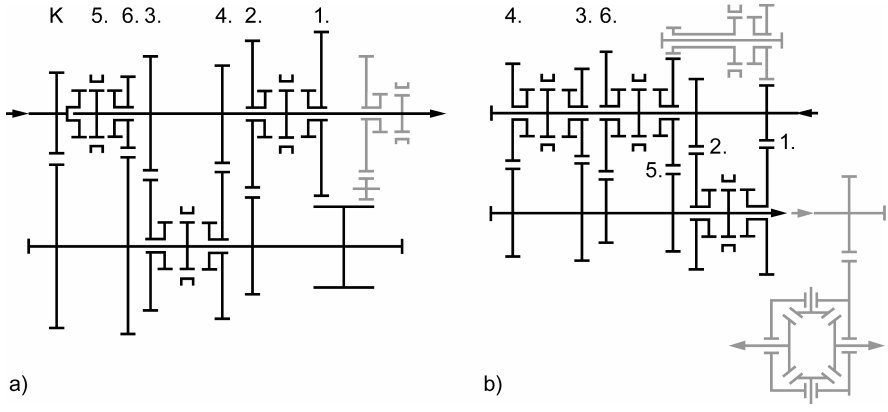


Abb. 6.20. *a* Zweistufiges 6-Gang-Getriebe (Getrag), *ausgeführte Konstruktion Abb. 12.5*; *b* einstufiges 6-Gang-Getriebe (Opel); *ausgeführte Konstruktion Abb. 12.6*

Seit Mitte der 1990er Jahre besteht bei fast allen Herstellern der Trend zu 6-Gang-Handschaltgetrieben. Die bestehenden 5-Gang-Getriebe werden durch Neukonstruktionen mit 6 Gängen ersetzt, vorrangig bei höher motorisierten Fahrzeugen. Da beim Quereinbau die Länge des Getriebes von großer Bedeutung ist, müssen hier entsprechende Lösungen für kurze Getriebe gefunden werden.

Bei Getrieben in Dreiwellenbauart werden die Gänge auf zwei parallel zur Eingangswelle *EW* liegende Abtriebswellen *AW1* und *AW2* aufgeteilt. Dadurch ergeben sich sehr kurze Getriebe, wie sie für den Quereinbau notwendig sind. Mit dieser Bauart sind 6-Gang-Getriebe mit der Baulänge eines 4-Gang-Getriebes möglich. Bei Dreiwellengetrieben handelt es sich um einstufige Vorgelegegetriebe mit integriertem Achsantrieb.

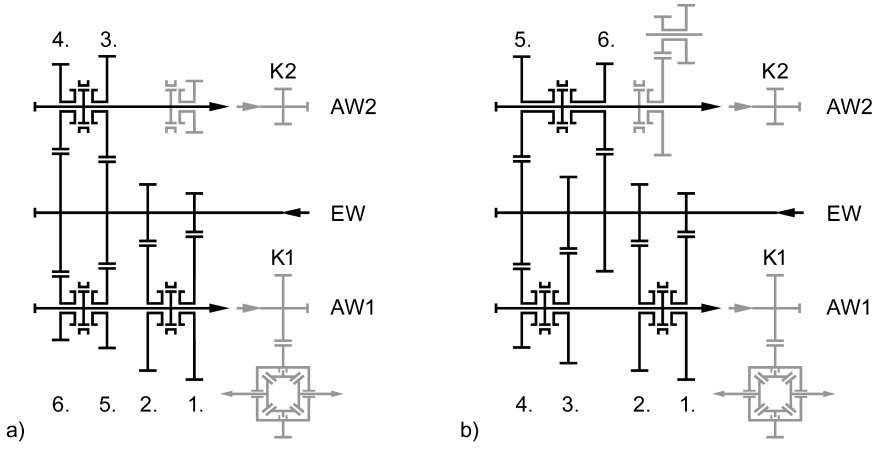


Abb. 6.21. *a* Einstufiges 6-Gang-Getriebe in Dreiwellenbauart (Getrag), *ausgeführte Konstruktion Abb. 12.7*; *b* Einstufiges 6-Gang-Getriebe in Dreiwellenbauart (Mercedes-Benz), *ausgeführte Konstruktion Abb. 12.10*

Abbildung 6.21a zeigt eine auf minimale Baulänge optimierte Ausführung. Die Gänge 3 und 5 sowie 4 und 6 teilen sich hierbei jeweils ein Festrad, eine so genannte Doppelverwendung der Festräder für jeweils zwei Gänge. Die unterschiedlichen Übersetzungen müssen daher – bei gleichem Achsabstand der Abtriebswellen zur Getriebeeingangswelle – vollständig durch die jeweilige Übersetzung der Konstanten realisiert werden. Eine dritte Doppelverwendung ist im Rückwärtsgang umgesetzt. Der Rückwärtsgang nutzt das Schaltrad des 1. Gangs als Rücklaufrad. Dies ist möglich, da sich der R-Gang die kurze Konstante *K2* mit den Gängen 3 und 4 teilt. Mit dieser Konstruktion ist damit in Bezug auf axiale Baulänge und Anzahl der notwendigen Radsatzteile nahezu ein Optimum erreicht, mit leichten Einschränkungen bei der freien Übersetzungswahl. Durch die zwei Doppelverwendungen können nur 5 Gänge frei gewählt werden, der sechste ergibt sich [6.19].

Abb. 6.21b zeigt ein Dreiwellengetriebe, bei dem in allen Gängen die Übersetzungen frei gewählt werden können, vergleichbar mit anderen Schaltgetrieben. Die Gänge 1 bis 4 sind hier auf der Abtriebswelle *AW1*, die Gänge 5, 6 und R auf der Abtriebswelle *AW2*. Es können höhere Anfahrübersetzungen und größere Spreizungen realisiert werden. Die Getriebelänge ist allerdings etwas größer, da nur eine Doppelverwendung für die Gänge 4 und 5 eingesetzt wird. Das Rücklaufrad des R-Gangs hat eine eigene Vorgelegewelle.

Auch bei den Standardantrieben sind neue Konstruktionen fast ausschließlich mit 6 Gängen ausgeführt. Diese Getriebe sind immer als zweistufige Getriebe umgesetzt. Ausführungen der auch als In-Line-Getriebe bezeichneten Bauart zeigt Abb. 6.22. In Abb. 6.22a ist die Variante für Ottomotoren dargestellt. Der grundsätzliche Aufbau entspricht dem von Abb. 6.20a. In Abb. 6.22b ist die Ausführung für Dieselmotoren gezeigt. Da beim Diesel eine größere Spreizung notwendig ist, wurde hier nicht wie beim Ottomotor der 5. Gang als Direktgang ausgeführt, sondern der 4. Gang. Die Gänge 5 und 6 haben somit eine Übersetzung kleiner 1. Diese Getriebe werden auch als Doppel-Overdrive-Getriebe bezeichnet. Um trotz der unterschiedlichen Anordnung der Gänge in beiden Fällen das gleiche Schaltbild zu erhalten, sind kleine Modifikationen an der inneren Schaltung notwendig.

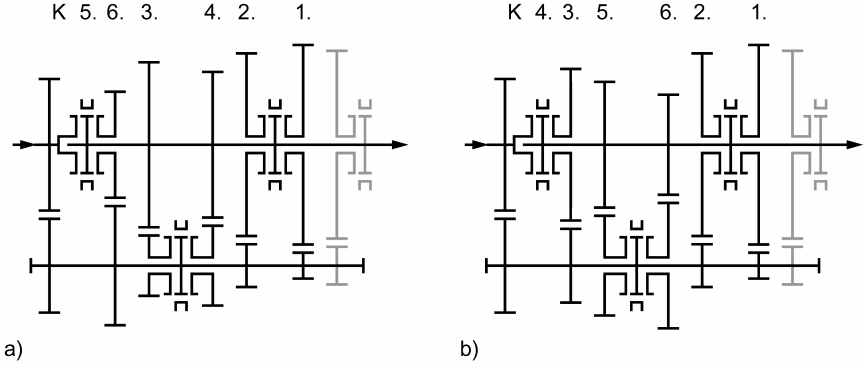


Abb. 6.22. Zweistufiges 6-Gang-Getriebe (Getrag), *ausgeführte Konstruktion Abb. 12.11.*
a Ausführung für Ottomotoren; *b* Ausführung für Dieselmotoren

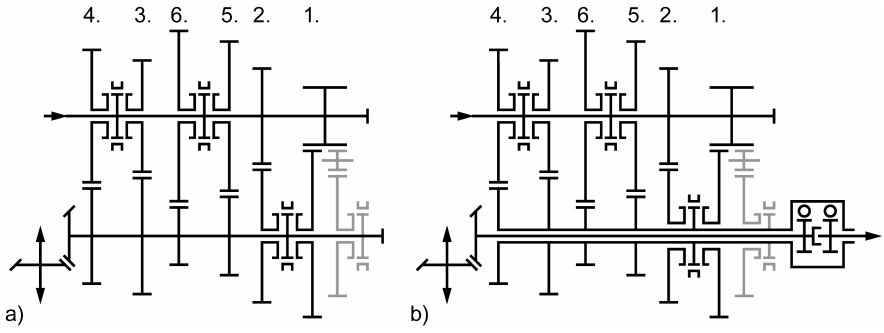


Abb. 6.23. Einstufiges 6-Gang-Getriebe für Frontlängs-Einbau (Audi). *a* für Frontantrieb, *ausgeführte Konstruktion Abb. 12.12*; *b* für Allradantrieb mit Torsen-Mittendifferential, *ausgeführte Konstruktion Abb. 12.64* (Kegelradgetriebe um 90° gedreht)

Bei den Längsgetrieben mit Achsantrieb sind neue Konstruktionen nur noch als 6-Gang-Getriebe ausgeführt. Diese Getriebe werden in Front- und Allradanwendung (z.B. Audi A6) sowie in Heckanwendungen (z.B. Porsche 911) eingesetzt und sind in einstufiger Bauart ausgeführt. Der integrierte Achsantrieb besteht aus einer Spiralverzahnung.

Abbildung 6.23a zeigt ein Getriebe in Front-, Abb. 6.23b in Allradausführung. Der Aufbau des Radsatzes ist bei beiden gleich. Der Leistungsfluss geht bei der Frontvariante von der Eingangswelle über die Abtriebswelle auf das Vorderachsdifferential. Bei der Allradausführung fließt die Leistung von der Eingangswelle über eine Hohlwelle auf ein integriertes TORSEN-Mittendifferential. Hier wird die Leistung auf die Vorder- und Hinterachse verteilt. Die Leistung zur Vorderachse gelangt über eine in der Hohlwelle gelagerten Ritzelwelle auf das im Getriebe integrierte Vorderachsdifferential. Die Leistung zur Hinterachse wird über die angeflanschte Kardanwelle auf das Hinterachsdifferential übertragen.

6.6.2 Automatisierte Pkw-Schaltgetriebe (AMT)

Zu Beginn der Automatisierung der Pkw-Schaltgetriebe gab es die Bezeichnung „Teilautomatisierte Getriebe“. Sie bezog sich auf die beiden Bedienvorgänge „Kuppeln/Anfahren“ und „Gang wechseln“. Bei diesen Getrieben war einer dieser Vorgänge automatisiert. Siehe auch Tabelle 6.14 „Automatisierungsgrade von Schaltgetrieben“.

Als Beispiel eines frühen teilautomatisierten Pkw-Schaltgetriebes ist das Wandlerschaltkupplungsgetriebe WSK von VW (1967) zu nennen. Hier ist einem hydrodynamischen Wandler eine mechanische Trennkupplung nachgeschaltet, Abb. 6.24. Der Anfahr- und Schaltkuppelvorgang sind automatisiert, der Gangwechsel erfolgt von Hand.

Der Wandler hat hierbei drei Hauptaufgaben zu erfüllen. Anfahren in jedem Gang zu ermöglichen, Verfeinern der groben Stufung (drei Vorwärtsgänge) des Schaltgetriebes und Dämpfen der Drehschwingungen beim Schließen der Trennkupplung.

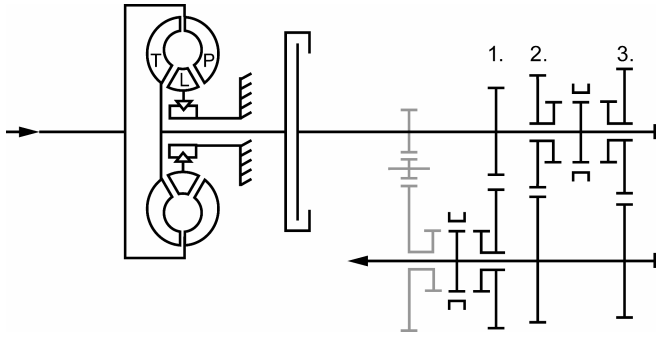


Abb. 6.24. Getriebeschema: 3-Gang-Wandlerschaltkupplungsgetriebe (VW Bj. 1967)

Bei dem Hauptgetriebe handelt es sich um ein einstufiges 3-Gang-Getriebe, das aus einem 4-Gang-Getriebe entwickelt wurde, indem der ursprünglich erste Gang in einen Rückwärtsgang umkonstruiert wurde. In der Praxis hatte dieses Getriebekonzept mit hohem Kraftstoffverbrauch zu kämpfen. Ursache hierfür waren der ständige Leistungsfluss über den Wandler – eine Überbrückungskupplung war nicht vorhanden – sowie die Tatsache, dass mit diesem Getriebe auch im 2. oder 3. Gang angefahren werden konnte. Diese Konstruktion konnte sich bei Pkw daher nicht durchsetzen.

Teilautomatisierte Pkw-Schaltgetriebe fanden nie eine nennenswerte Verbreitung. Seit Ende der 1990er Jahre sind (voll-)automatisierte Pkw-Schaltgetriebe (ASG oder AMT, *A*utomated *M*anual *T*ransmission) auf dem Markt. Bei den AMT wird sowohl der Anfahr-/Schaltkuppelvorgang als auch der Gangwechsel von Aktuatoren ausgeführt, die ihr Steuersignal durch Schaltwippen am Lenkrad, vom Schalthebel oder beim vollautomatischen Betrieb vom Getriebesteuergerät (TCU, *T*ransmission *C*ontrol *U*nit) erhalten.

Automatisierte Schaltgetriebe verbinden den hohen Wirkungsgrad von Handschaltgetrieben mit dem Bedienungskomfort vollautomatischer Getriebe. Der größte Unterschied zu lastschaltenden Automatgetrieben ist für den Benutzer der schlechtere Schaltkomfort, da der Schaltvorgang prinzipbedingt wie bei Handschaltgetrieben mit Zugkraftunterbrechung erfolgt. Versuche, mit überdimensionierten Synchroneinheiten und nicht vollständigem Öffnen der Kupplung eine Restzugkraft während des Schaltvorgangs zu übertragen, wurden in Versuchswagen positiv dargestellt, führten aber nicht zur Serienreife.

In Fahrzeugklassen und -anwendungen mit Schwerpunkt auf Effizienz sowie Fahrerentlastung, wie bei Kleinwagen oder Nutzfahrzeugen kleiner 3,5 t, sind AMT mit 6 oder mehr Gängen und großer Spreizung ein geeignetes Getriebekonzept. Der gute Wirkungsgrad des Getriebes kann mit einer verbrauchsoptimierten Schaltstrategie kombiniert werden. Die Schaltstrategie des AMT hat einen bedeutenden Anteil an der Verbrauchseinsparung.

Man unterscheidet AMT als „Add-On“-Systeme und integrierte Systeme. Bei Add-On-Systemen werden vorhandene Schaltgetriebe mit aufgesetzten Aktuatoren versehen. So lassen sich mit einem Basisgetriebe sowohl Handschaltgetriebe als auch automatisierte Schaltgetriebe darstellen. Integrierte Systeme werden schon

als automatisierte Schaltgetriebe konstruiert. Diese Getriebe können nicht als MT verwendet werden. Bei integrierten Systemen können die einzelnen Gänge für AMT optimiert angeordnet werden. Es muss nicht wie bei MT auf das übliche Schaltschema am Schalthebel geachtet werden. Aus diesem Grund bestehen bei der Ausführung der inneren Schaltung mehr Gestaltungsmöglichkeiten. So kann die Betätigung der Schiebemuffen durch Schaltwalzen erfolgen (nur serielle Schaltungen, kein Überspringen der Gänge möglich) oder die Schaltzeit (Zeit ohne Zugkraft) kann durch eine optimierte Radsatzanordnung und Einzelaktuatoren für jede Schiebemuffe verkürzt werden.

Systeme mit Schaltwalzen haben den Vorteil, mit einem Aktuator auszukommen, andernfalls werden mindestens 2 Aktuatoren für die Schalt- und Wählbewegung benötigt. Bei Einzelaktuatoren wird jede Schiebemuffe von einem Aktuator betätigt. Dies ist die teuerste aber technisch anspruchsvollste Lösung.

Bei den Aktuatoren wird zwischen elektro-hydraulischen und elektro-mechanischen Systemen unterschieden. Hydraulische Systeme sind in der Regel teurer, haben aber Vorteile hinsichtlich den maximal möglichen Schaltkräften und den damit verbundenen kürzeren Schaltzeiten. Auch Einzelaktuatoren sind leicht möglich. Bei hydraulischen Systemen werden in der Regel Linearbewegungen mittels Kolben umgesetzt. Siehe auch Kapitel 13 „Elektronische Getriebesteuerung“.

Elektro-mechanische Systeme verwenden meist Rotationsaktuatoren (Elektromotoren) und werden vor allem bei kleineren, preisgünstigen Getrieben mit Drehmomentkapazitäten bis ca. 250 Nm eingesetzt. Die Drehmomentbegrenzung kommt aus den zunehmenden Kräften für die Kupplungsbetätigung sowie den maximalen Schaltkräften in Kombination mit kurzen Schaltzeiten. Da in der Regel Elektromotoren verwendet werden, nimmt beim Einsatz größerer Aktuatoren zwar die statische Kraft des Aktuators zu, durch die größere Massenträgheit nimmt aber die Dynamik der Aktuatoren ab. Auch die Belastung des Bordnetzes wird größer. Schon bei kleineren Systemen kann bei Schaltvorgängen ein leichtes Flackern der Beleuchtung beobachtet werden.

Abbildung 6.25a zeigt ein einstufiges 6-Gang-Getriebe für Quereinbau mit integrierter Aktuatorik, das nur als AMT entwickelt wurde. Es handelt sich um ein Gruppengetriebe mit 3 Vorwärtsgängen und einem Rückwärtsgang sowie 2 schaltbaren Abtriebskonstanten (*High*/*Low*). Die Gänge 1 bis 3 ergeben sich mit der Konstante *Low* (K_L), die Gänge 4 bis 6 mit der Konstante *High* (K_H). Vorteil dieser Konstruktion ist die geringe Baulänge und der Einsatz von nur 3 Synchroneinheiten. Beim Schalten vom 3. in den 4. Gang müssen allerdings zwei Schiebemuffen betätigt werden, was mittels Schaltwalze aber problemlos möglich ist. Im Radsatz wird vom 3. in den 1. Gang und gleichzeitig die Konstante *High* auf *Low* geschaltet.

Abbildung 6.25b zeigt ein 7-Gang-In-Line-Getriebe. Es ist ein zweistufiges Getriebe, das ausschließlich als AMT entwickelt wurde. Damit entfallen die üblichen Restriktionen beim Radsatzaufbau durch das beim MT vorgegebene Schaltbild. Zur Verkürzung der Schaltzeiten sind aufeinander folgende Gänge, mit Ausnahme der Gänge 6 und 7, nicht auf einer Synchroneinheit angeordnet. Beim Gangwechsel lassen sich damit durch gleichzeitiges Betätigen zweier Schiebemuffen (überschneidendes Schalten) Verkürzungen der Schaltzeiten erreichen.

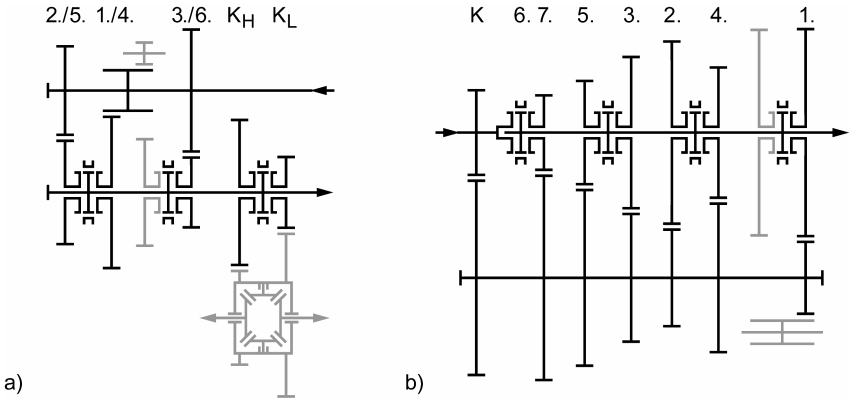


Abb. 6.25. *a* Einstufiges 6-Gang-AMT mit Rangegruppe (Getrag), *ausgeführte Konstruktion Abb. 12.13*; *b* Zweistufiges 7-Gang-AMT (Getrag), *ausgeführte Konstruktion Abb. 12.15*

Hierbei darf es aber keinesfalls zum gleichzeitigen Einlegen zweier Gänge kommen, da dies zum Blockieren des Antriebsstrangs führt. Da es sich bei diesem Getriebe um eine Sportausführung handelt, ist die Spreizung klein, der 6. Gang ist als Direktgang ausgelegt.

6.6.3 Pkw-Doppelkupplungsgetriebe (DCT)

Schon in den 1940er Jahren wurde an der Entwicklung von Doppelkupplungsgetrieben gearbeitet. Intention war, schwere Nutzfahrzeuge mit dieser Technik auszurüsten, um zugkraftunterbrechungsfreies Fahren zu ermöglichen. Ein serienmäßiger Einsatz wurde allerdings nicht erreicht. In den 1980er Jahren griffen Porsche und Audi das Getriebeprinzip wieder auf und entwickelten Doppelkupplungsgetriebe für den Rennsport. Diese Getriebe waren für den Serieneinsatz in Pkw nicht akzeptabel, da die Regelgüte der Systeme noch nicht ausreichte.

Im Jahr 2003 ging das erste DCT für Pkw bei VW in Serie. Entwicklungsziel war es, die Vorteile von Handschaltgetrieben und Stufenautomaten zu kombinieren. Attribute der Handschaltgetriebe sind guter Wirkungsgrad, eine in weiten Bereichen frei wählbare Getriebeabstufung sowie Sportlichkeit, Fahrdynamik und Fahrspaß. Konventionelle Automatgetriebe zeichnen sich durch hohen Komfort beim Anfahren über den Drehmomentwandler und die automatischen Schaltungen ohne Zugkraftunterbrechung aus.

Das Prinzip des Doppelkupplungsgetriebes beruht auf zwei autarken Teilgetrieben, die über je eine Kupplung mit dem Motor verbunden sind, Abb. 6.26. Das eine Teilgetriebe enthält die ungeraden Gänge (1, 3, 5, …), das andere Teilgetriebe enthält die geraden Gänge (2, 4, 6, …). Durch die Aufteilung der Gänge in Verbindung mit der Doppelkupplung sind DCT voll lastschaltbar. Die Doppelkupplung wird bei DCT aber nicht nur zum Schalten eingesetzt – sie dient gleichzeitig als Anfahrelement.

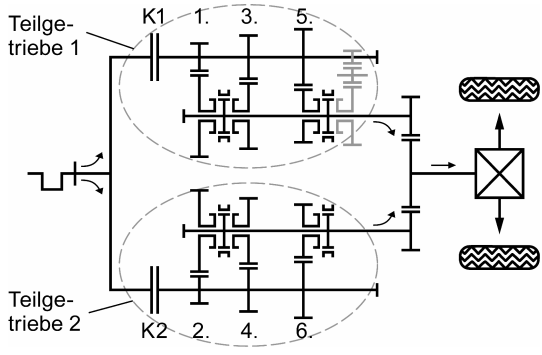


Abb. 6.26. Prinzipieller Aufbau von Doppelkupplungsgetrieben. Aufteilung in zwei autarke Teilgetriebe mit jeweils einer Kupplung *K1* und *K2*, *ausgeführte Konstruktion Abb. 12.17* (VW DSG®)

Bei konstruktiven Ausführungen werden die beiden Teilgetriebe nicht wie in Abb. 6.26 dargestellt nebeneinander angeordnet, sondern ineinander geschachtelt, um Bauraum zu sparen. Eine der beiden Getriebeeingangswellen wird hierbei als Hohlwelle ausgeführt.

Die prinzipielle Funktionsweise von Doppelkupplungsgetrieben wird im Folgenden an Hand der Hochschaltung von 2 nach 3 näher erläutert. Tritt im Fahrbetrieb eine Situation auf, die eine Hochschaltung vom aktuell eingelegten 2. Gang (*Teilgetriebe 2*) in den 3. Gang erfordert, wird im freien *Teilgetriebe 1* der 3. Gang eingelegt. Der Synchronisiervorgang des zugehörigen Losrads geschieht für den Fahrer nicht spürbar. Durch Überschneidung der schließenden Kupplungen *K1* zur öffnenden *K2* wird der Kraftfluss beim Gangwechsel nicht unterbrochen. Hat *K1* das Drehmoment übernommen, wird im jetzt freien *Teilgetriebe 2* der 2. Gang ausgelegt und es kann bei Bedarf ein anderer Gang vorgewählt werden. Der prinzipielle Ablauf unterscheidet sich bei Hoch- und Rückschaltungen nicht. Zu Überschneidungsschaltung siehe auch Abschn. 9.3.2.

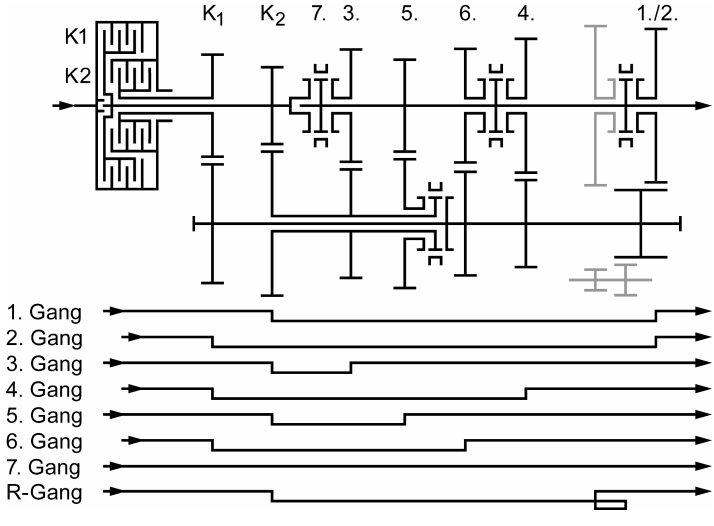


Abb. 6.27. 7-Gang-DCT (ZF), *ausgeführte Konstruktion Abb. 12.21*

Abbildung 6.27 zeigt ein 7-Gang-DCT für Standardantrieb. Auf Grund der besseren Leistungsdaten wird zum Anfahren im Wesentlichen die äußere Kupplung *K1* eingesetzt. Grundsätzlich ist aber auch ein Anfahren mit der inneren Kupplung möglich.

Durch den Einsatz einer kurzen Hohlwelle auf der Vorgelegewelle und die Mehrfachnutzung der hintersten Radebene im ersten und im zweiten Gang konnte eine Radebene eingespart werden [6.28]. Um vom 1. Gang in den 2. Gang zu wechseln, muss lediglich die innere Kupplung *K2* geschlossen und die äußere Kupplung *K1* geöffnet werden. Bei diesem Gangwechsel ist also kein Einlegen eines Ganges nötig.

Bei der Hauptkomponente, der Doppelkupplung, wird zwischen nasslaufenden und trockenlaufenden Systemen unterschieden. Siehe Abschn. 10.3 „Doppelkupplungen“. Dort wird deren Aufbau und Funktionsweise detailliert erläutert.

Nasslaufende Systeme benötigen wie konventionelle Automatgetriebe eine hydraulische Versorgung zur Kupplungsbetätigung sowie zur Kühlung der Kupplungen. Siehe dazu auch Abschn. 11.3 „Ölversorgung und Ölpumpen“. Ein Vorteil von DCT gegenüber AT ist, dass auch bei nasslaufender Doppelkupplung nur eine offene Kupplung Schleppverluste verursacht. Auf Grund der fehlenden Wandlerüberhöhung benötigen Doppelkupplungssysteme eine höhere Anfahrübersetzung. Hieraus folgt, dass die Getriebe eine höhere Gesamtspreizung benötigen. Dies kann zur Folge haben, dass ein zusätzlicher Gang benötigt wird, damit die Stufensprünge des Getriebes nicht zu groß werden.

Größter Vor- und zugleich Nachteil eines DCT mit trockenlaufender Doppelkupplung ist das Fehlen des Öls im Bereich der Kupplung. Vorteil ist, dass sich für die offene Kupplung ein minimales Schleppmoment ergibt. Nachteilig ist, dass die bei Anfahrvorgängen und Lastschaltungen auftretende Reibarbeit und damit Wärme nicht wie bei nasslaufenden Kupplungen über das Öl abgeführt werden kann. Als Grenze zwischen nass- und trockenlaufenden Kupplungen zeichnen sich ca. 300 Nm ab. Bei niedrigeren Motormomenten tendiert der Markt zu trockenlaufenden, bei darüber liegenden Momenten eher zu nasslaufenden Systemen.

6.6.4 Pkw-Automatgetriebe (AT)

Stufen-Automatgetriebe, bestehend aus einem hydrodynamischen Wandler mit einem nachgeschalteten Getriebe in Planetenbauart, werden als konventionelle oder auch einfach als Automatgetriebe (AT) bezeichnet (siehe dazu auch die systematische Einteilung der Schaltgetriebe nach Abb. 1.2).

In Abschn. 6.4 „Stand-, Vorgelege- und Umlaufgetriebe“ werden Grundlagen der Planetengetriebe vorgestellt. Planetengetriebe bieten bereits in einem einzelnen Planetenradsatz eine hohe Anzahl kombinatorisch möglicher Bewegungszustände. In den nachfolgend gezeigten Pkw-Automatgetrieben werden mehrere Planetenradsätze gekoppelt.

Eine in Automatgetrieben häufig verwendete Bauart ist der Ravigneaux-Planetenradsatz, Abb. 6.28. Der Ravigneauxsatz ist ein so genanntes reduziertes Planetengetriebe.

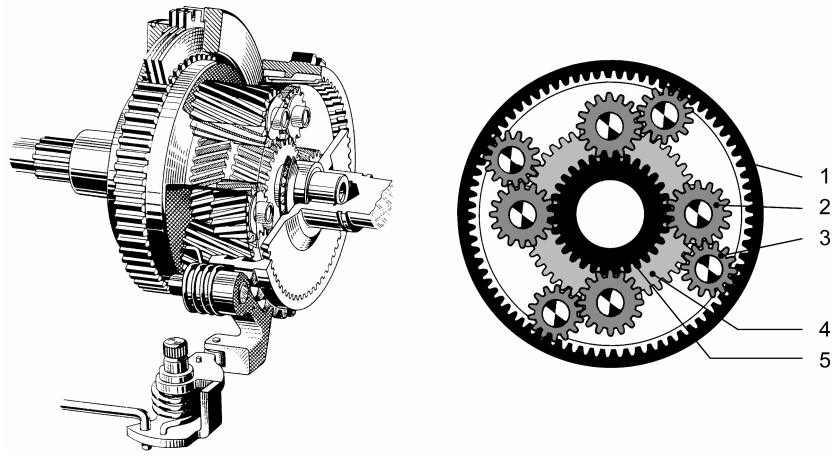


Abb. 6.28. Ravigneaux-Planetenradsatz. *1* gemeinsames Hohlrad; *2* schmales Planetenrad; *3* breites Planetenrad; *4* großes Sonnenrad; *5* kleines Sonnenrad [6.5]

Reduzierte Planetengetriebe sind Planetengetriebe, bei denen sich der bauliche Aufwand „reduziert“, da Teile der einzelnen einfachen Planetenradsätze konstruktiv zusammengefasst werden [6.30]. Mit ihm ist man in der Lage, bis zu vier in der Praxis nutzbare Vorwärtsgänge und einen Rückwärtsgang zu realisieren.

Durch die Aufteilung des Drehmoments auf mehrere Zahneingriffe haben Planetengetriebe eine hohe Leistungsdichte. Ferner erfolgt die Leistungsübertragung nicht allein durch Abwälzen von Zahnrädern (Wälzleistung) wie bei Vorgelegegetrieben, sondern auch durch simple Zahnmitnahme (Kupplungsleistung), was bezogen auf das reine Zahnradgetriebe zu einem besseren Wirkungsgrad als bei Vorgelegegetrieben führt. Durch geschickte Koppelung von Planetenradsätzen lassen sich somit Automatgetriebe mit hoher Gangzahl kompakt realisieren. Die Wahl der Übersetzungen ist dabei allerdings nicht frei, da die einzelnen Zahnräder für mehrere Gänge verwendet werden. Die einzelnen Planetenradsätze werden wie Scheiben hintereinander gereiht. Mehr Planetenradsätze heißt immer auch mehr Getriebelänge. Das ist vor allem bei Getrieben für Frontquer-Antrieb zu beachten. Ein In-die-Breite-Bauen wie bei Mehrwellen-Vorgelegegetrieben (z.B. Abb. 6.21 „Dreiwellengetriebe“) ist schwierig zu realisieren.

Ein wesentlicher Anteil des Bauraums bei Automatgetrieben wird durch die zur Schaltung der Gangstufen benötigten Kupplungen und Bremsen benötigt. Bei den Bremsen gibt es zwei verschiedene Bauarten, die Bandbremse und die Lamellenbremse. Bei der Bandbremse umschlingt ein Metallband eine Bremstrommel ein- oder zweifach und bremst durch Zuziehen des Bandes die Trommel ab. Dieser Bremsvorgang lässt sich in seinem Ablauf schwieriger steuern als bei Lamellenbremsen, da durch das selbstverstärkende physikalische Prinzip dieser Konstruktion die Bremse sehr schnell wirkt. In Hinblick auf den geforderten Schaltkomfort hat sich daher als Bremse die Lamellenbremse durchgesetzt. Die Lamellenbremse hat einen größeren Bauraumbedarf als die Bandbremse. Siehe dazu auch Abschn. 9.3 „Auslegung und Gestaltung von Lamellenkupplungen“.

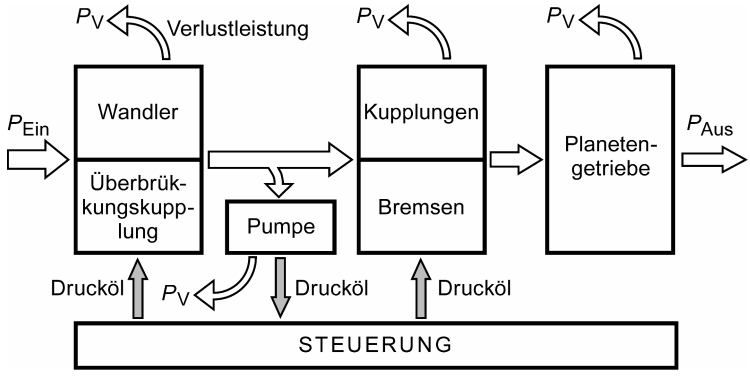


Abb. 6.29. Blockschaltbild und Verlustleistungen in einem (konventionellen) Automatgetriebe

Da bei Automatgetrieben der hydrodynamische Drehmomentwandler einen Teil der Übersetzungsänderung übernimmt, kommen sie theoretisch mit weniger Gangstufen/Spreizung aus als vergleichbare Handschaltgetriebe. Siehe dazu auch Abschn. 10.4 „Hydrodynamische Kupplungen und Drehmomentwandler“.

Die Kupplungen und Bremsen zum Schalten der einzelnen Gangstufen werden hydraulisch mittels Drucköl gesteuert. Das Drucköl wird von einer Ölpumpe bereitgestellt. Im Abschn. 11.3.1 „Ölversorgung“ wird in Abb. 11.12 die Ölversorgung eines konventionellen Automatgetriebes erläutert. Einen Überblick über die Verluste in Automatgetrieben gibt das stark vereinfachte Blockschaltbild eines konventionellen Automatgetriebes in Abb. 6.29.

Eine der wichtigsten Baugruppen eines automatischen Getriebes ist die Steuerung. Sie ist zuständig für die Betätigung der Bremsen und Kupplungen im Getriebe. Deren Steuerung beeinflusst direkt die vom Fahrer empfundene „Schaltqualität“ des Getriebes. Seit Mitte der 1990er Jahre sind elektronisch-hydraulische Steuerungen Standard [6.7]. Vereinfacht ausgedrückt sorgen Elektronik und Software für die erforderliche Intelligenz, die Hydraulik für die Betätigungskräfte. Siehe dazu auch Kapitel 13 „Elektronische Getriebesteuerung“.

Anhand des in Abb. 6.30 dargestellten 4-Gang-Automatgetriebes wird folgend ein ausschließlich auf einem Ravigneaux-Planetenradsatz basierendes System in seiner Funktionsweise detaillierter betrachtet. Das Getriebe ging 1984 in Serie. Dieses Getriebe ist für den Einsatz in frontgetriebenen Pkw ausgelegt, was sich im Getriebeschema allerdings erst nach dem Planetenradsatz zeigen würde. Auf die Darstellung der für den Achsantrieb zuständigen Bauteile wird hier verzichtet, da diese keinen Einfluss auf das Funktionsprinzip haben. Die an der jeweiligen Gangstufe beteiligten Bauteile sind durch dickere Strichstärken gekennzeichnet.

Das 4-Gang-Automatgetriebe ZF 4 HP 14 besteht aus einem hydrodynamischen Drehmomentwandler mit integriertem Torsionsdämpfer *TD*. Das Getriebe hat keine Wandlerüberbrückungskupplung, sondern arbeitet zur Wirkungsgradverbesserung mit Leistungsverzweigung, siehe Abb. 10.42. Mit der Pumpenwelle des Wandlers verbunden ist auch die Ölpumpe in Mondsichelbauart (im Schema nicht dargestellt) zur Erzeugung des zum Schalten der Gänge erforderlichen Drucköls.

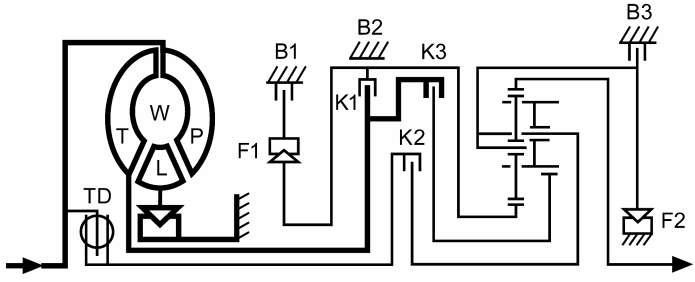


Abb. 6.30. Getriebeschema: 4-Gang-Automatgetriebe mit Ravigneaux-Radsatz (ZF) in Neutralstellung. *W* Trilok-Wandler: *P* Pumpe, *T* Turbine, *L* Leitrad mit Freilauf; *TD* Torsionsdämpfer; *F* Freiläufe; *B* Bremsen; *K* Kupplungen

Bei den Kupplungen handelt es sich um Lamellenkupplungen, die durch Öldruck geschaltet werden. Bei den Bremsen sind beide Bauarten, Lamellenbremse *B1* und *B3* sowie Bandbremse *B2*, vertreten.

Im 1. Gang werden die Stege der beiden Planetenräder über den Freilauf *F2* festgehalten, wodurch der Planetenradsatz als Stand-Getriebe arbeitet, Abb. 6.31. Die Antriebsleistung fließt über den Wandler und die geschlossene Kupplung *K3* auf das große Sonnenrad des Ravigneaux-Radsatzes und über das Hohlrad wieder aus dem Planetenradsatz heraus auf den Abtrieb. Die wirksame Übersetzung beträgt $i = 2{,}41$.

Im 2. Gang stützt sich das kleine Sonnenrad über den Freilauf *F1* und die Bremse *B1* gegen das Gehäuse ab. Die Antriebsleistung fließt wie im 1. Gang über den Wandler und die geschlossene Kupplung *K3* auf das große Sonnenrad. Der Steg des Planetenradsatzes läuft jetzt aber um, und der Planetenradsatz arbeitet als reduziertes Planetenkoppelgetriebe. Die Leistung fließt wiederum über das Hohlrad zum Abtrieb, und die wirksame Übersetzung beträgt $i = 1{,}37$.

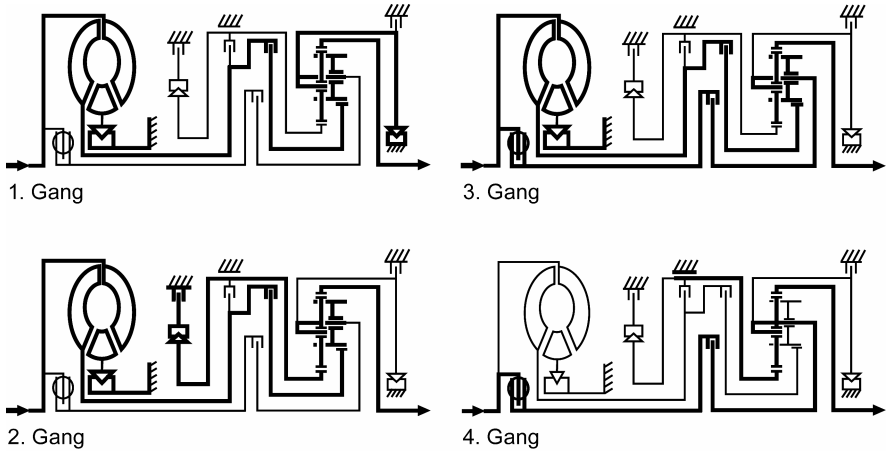


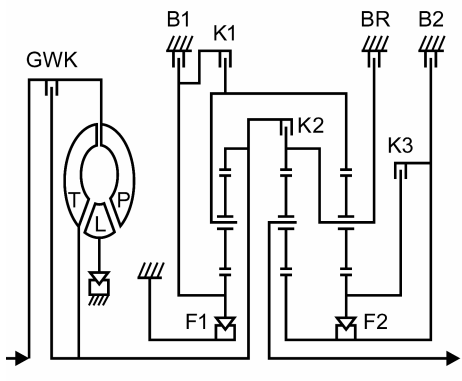
Abb. 6.31. 4-Gang-Automatgetriebe (ZF); Kraftfluss in den Gängen

Der 3. Gang ist von seiner Wirkungsweise her der interessanteste. Das Getriebe arbeitet mit Leistungsverzweigung, d.h., ein Teil der Antriebsleistung fließt über den Torsionsdämpfer *TD* und die geschlossene Kupplung *K2* in den Planetenradsatz, der als Überlagerungsgetriebe arbeitet. Der zweite Leistungszweig fließt vom Wandler über Kupplung *K3* auf das große Sonnenrad des Planetenradsatzes. Beide Leistungszweige bzw. die Drehzahlen „überlagern" sich im Planetenradsatz und werden am Hohlrad dem Abtrieb zugeführt. Dieser Betriebszustand der Leistungsverzweigung darf nicht mit dem einer geschlossenen Wandlerüberbrückungskupplung *WK* verwechselt werden. (Bei einer *WK* werden Pumpenrad *P* und Turbinenrad *T* des Wandlers aneinandergekuppelt und der Wandler dadurch überbrückt). Die Übersetzung im 3. Gang ist durch den Einfluss des Wandlers nicht konstant, sondern hängt in geringem Maß von dessen Schlupf ab. Die Übersetzung im 3. Gang variiert daher zwischen $i = 1{,}0$ bis 1,09.

Im 4. Gang läuft der Wandler ohne Last um, die Leistungsübertragung in den Planetenradsatz erfolgt rein mechanisch über den Torsionsdämpfer *TD* und die Kupplung *K2*. Der Ravigneauxsatz wirkt als einfaches Planetengetriebe, das über seinen Steg angetrieben wird und dessen Sonnenrad sich über die Bremse *B2* am Gehäuse abstützt. Der Abtrieb erfolgt über das Hohlrad. Die Übersetzung im 4. Gang beträgt $i = 0{,}74$ und stellt somit einen Schnellgang dar.

Im Rückwärtsgang wirkt der Ravigneauxsatz wieder als einfaches Planetengetriebe mit Drehrichtungsumkehr. Die Leistung fließt über den Wandler und die Kupplung *K1* auf das kleine Sonnenrad. Der Steg stützt sich gegen das Gehäuse über die Bremse *B3* ab. Der Abtrieb erfolgt über das Hohlrad. Die Rückwärtsgangübersetzung beträgt $i = -2{,}83$.

Als zweites Beispiel wird das 5-Gang-Getriebe W5A 580 von Mercedes-Benz [6.38–6.39] vorgestellt, Abb. 6.32. Das 1995 in Serie gegangene Getriebe basiert auf drei einfachen, miteinander gekoppelten Planetenradsätzen.



Gg	Kupplung			Bremse			Freilauf		i	Stufensprung
	K1	K2	K3	B1	B2	BR	F1	F2		
1			(•)	(•)	•		•	•	3,59	
										1,64
2	•		(•)		•			•	2,19	
										1,56
3	•	•			•				1,41	
										1,41
4	•	•	•						1,00	
										1,20
5		•	•	•			(•)		0,83	
R1			(•)	(•)		•	•	•	–3,16	
										0,61
R2	•		(•)			•		•	–1,93	
										Gesamt
N			•	•					0	4,32

( ) = im Schub

Abb. 6.32. Räder- und Schaltschema eines 5-Gang-Automatgetriebes (Mercedes-Benz), *ausgeführte Konstruktion Abb. 12.23*

Das Hohlrad des vorderen Planetenradsatzes wird vom Turbinenrad des Drehmomentwandlers angetrieben. Eine schlupfgeregelte Wandlerüberbrückungskupplung kann den Wandler vollständig oder mit notwendigem Schlupf überbrücken. Das Sonnenrad stützt sich im 1. Gang über den Freilauf *F1* und die Bremse *B1* ab. Die Übersetzung wirkt über den Planetenträger auf das Hohlrad im hinteren Planetenradsatz. Hier erfolgt die Übersetzung in ähnlicher Weise wie im vorderen Planetenradsatz. Das hintere Sonnenrad stützt sich über den Freilauf *F2*, die Lamellenkupplung *K3* und die Lamellenbremse *B2* am Gehäuse ab. Ebenso findet auch im mittleren Planetenradsatz eine Übersetzung statt. Der hintere Planetenträger treibt das Hohlrad des mittleren Planetenradsatzes an, dessen Sonnenrad sich über die Bremse *B2* ebenfalls am Gehäuse abstützt. Der mittlere Planetenträger ist direkt mit der Abtriebswelle verbunden. Die Übersetzung im 1. Gang wird zu $i = 3{,}595$.

Im 2. Gang ist die Bremse *B1* geöffnet und Kupplung *K1* geschlossen, dadurch entsperrt der Freilauf *F1* des vorderen Sonnenrads und der vordere Satz läuft als Block um. Die Übersetzung im hinteren und mittleren Satz erfolgt wie in Gang 1. Die resultierende Übersetzung ist $i = 2{,}186$.

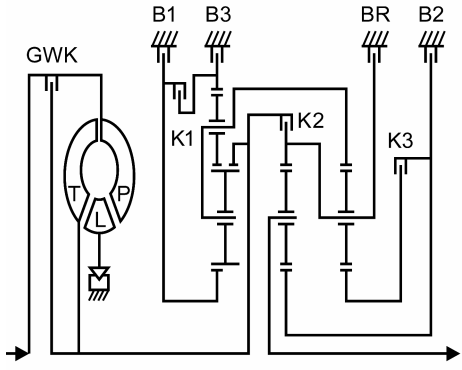
Im 3. Gang ist die Lamellenkupplung *K3* geöffnet und die Kupplung *K2* zugeschaltet. Damit entsperrt der Freilauf *F2* des hinteren Sonnenrads und der vordere und hintere Planetenradsatz laufen im Block um. Der Antrieb erfolgt direkt über die Turbine *T* und Kupplung *K2* zum mittleren Hohlrad. Die Übersetzung erfolgt ausschließlich über den mittleren Satz mit $i = 1{,}405$.

Bei der Schaltung in den 4. Gang wird die Bremse *B2* geöffnet und Kupplung *K3* zugeschaltet. Jetzt sind alle drei Planetensätze verblockt und drehen mit Turbinendrehzahl. Das Getriebe befindet sich im direkten Gang mit der Übersetzung $i = 1{,}0$.

Im 5. Gang wird der vordere Planetenradsatz wieder wie im 1. Gang geschaltet. Die Kupplung *K1* öffnet und die Bremse *B1* schließt. Hinteres Hohlrad dreht nun langsamer als die Turbine. Da das mittlere Hohlrad und der hintere Planetenträger über Kupplung *K2* weiterhin mit Motor- bzw. Turbinendrehzahl umlaufen, müssen das mittlere Sonnenrad und das über Kupplung *K3* angekoppelte hintere Sonnenrad schneller als die Turbine drehen. Der mittlere Planetenträger und damit die Abtriebswelle liegen in ihrer Drehzahl zwischen Hohlrad und Sonnenrad. Der 5. Gang übersetzt ins Schnelle mit $i = 0{,}831$.

Im 1. Rückwärtsgang wird der vordere Planetenradsatz wie im 1. Gang geschaltet. Mit der Lamellenbremse *BR* werden der hintere Planetenträger und das mittlere Hohlrad festgehalten. Das mittlere Sonnenrad und das über Kupplung *K3* verbundene hintere Sonnenrad drehen rückwärts und damit auch der Planetenträger und die Abtriebswelle. Ein zweiter Rückwärtsgang kann analog dem 2. Gang zugeschaltet werden.

Das im Jahre 2003 vorgestellte 7-Gang-Automatgetriebe W7A 700 von Mercedes-Benz entstand durch Weiterentwicklung des Radsatzkonzeptes des 5-Gang-Automatgetriebes nach Abb. 6.32. Der vordere einfache Planetenradsatz wurde dabei durch einen inversen Ravigneaux-Radsatz (ein Sonnenrad und zwei Hohlräder) ersetzt, Abb. 6.33. Durch Hinzufügen einer Bremse *B3* und den Entfall von zwei Freiläufen lassen sich gemäß dem Schaltschema in Abb. 6.33 sieben Vorwärts- und zwei Rückwärtsgänge darstellen.

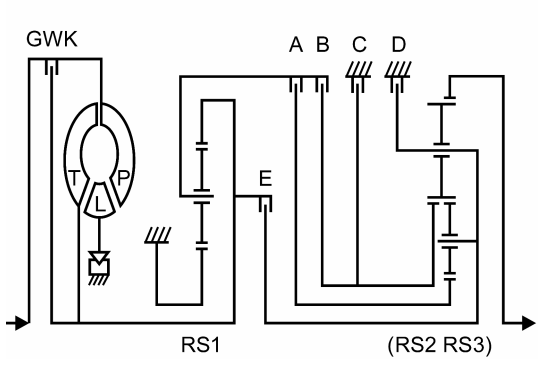


Gg	Kupplung			Bremse				i	Stufen-sprung
	K1	K2	K3	B1	B2	B3	BR		
1			•		•	•		4,38	
									1,53
2			•	•	•			2,86	
									1,49
3	•		•		•			1,92	
									1,40
4	•	•			•			1,37	
									1,37
5	•	•	•					1,00	
									1,22
6		•	•	•				0,82	
									1,13
7		•	•			•		0,73	
R1			•			•	•	–3,42	
									0,65
R2			•	•			•	–2,23	
									Gesamt
N			•			•		0	6,02

Abb. 6.33. Räder- und Schaltschema eines 7-Gang-Automatgetriebes (Mercedes-Benz), *ausgeführte Konstruktion Abb. 12.24*

Ein verbreitetes Radsatzkonzept ist das Prinzip nach Lepelletier. Es ist durch einen einfachen Planetenradsatz mit nachgeschaltetem Ravigneaux-Radsatz gekennzeichnet. ZF brachte mit diesem Radsatzkonzept in 2001 das erste Pkw-6-Gang-Automatgetriebe 6 HP 26 auf den Markt, Abb. 6.34 [6.44].

Bei Vorwärts- und Rückwärtsfahrt treibt der Wandler über die Antriebswelle das Hohlrad des vorderen Planetensatzes *RS1* an. Das vordere Sonnenrad steht in allen Gängen still. Im 1. Gang ist die Lamellenkupplung *A* geschlossen und der Kraftfluss erfolgt über den Planetenträger von *RS1* auf die Sonne der kurzen Planetenräder des nachgeschalteten Ravigneaux-Radsatzes (*RS2* und *RS3*). Die Bremse *D* ist geschlossen und der Planetenträger des Ravigneaux-Radsatzes steht still. Die Übersetzung beträgt $i = 4{,}171$.



Gg	Kupplung			Bremse		i	Stufen-sprung
	A	B	E	C	D		
1	•				•	4,17	
							1,78
2	•			•		2,34	
							1,54
3	•	•				1,52	
							1,33
4	•		•			1,14	
							1,63
5		•	•			0,87	
							1,26
6			•	•		0,69	
							Gesamt
R		•			•	–3,40	6,04

Abb. 6.34. Räder- und Schaltschema eines 6-Gang-Automatgetriebes, Prinzip nach Lepelletier (ZF), *ausgeführte Konstruktion Abb. 12.25*

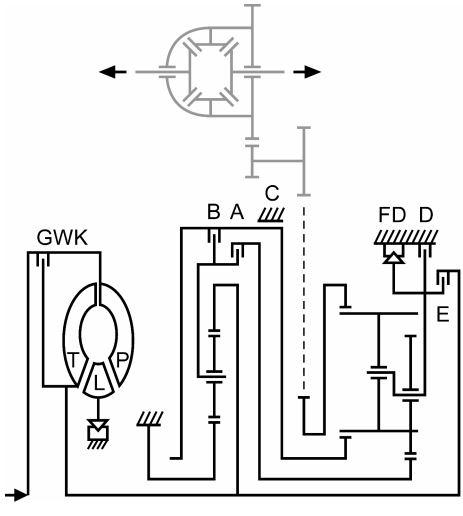
Im 2. Gang wird die Lamellenbremse *D* geöffnet und die Bremse *C* geschlossen. Die Sonne von *RS2* steht still und der Planetenträger läuft um. Die langen und kurzen Planetenräder wälzen aufeinander ab. Es ergibt sich eine Gesamtübersetzung von $i = 2{,}340$. Bei der Schaltung vom 2. in den 3. Gang wird die Bremse *C* geöffnet und die Kupplung *B* geschlossen (siehe auch Abb. 9.33). Im Ravigneaux-Radsatz (*RS2* und *RS3*) werden beide Sonnenräder mit der Drehzahl des Planetenträgers von RS1 angetrieben. Der Ravigneauxsatz dreht im Block um, die Übersetzung ist $i = 1{,}521$.

Im 4. Gang wird die Kupplung *B* geöffnet und die Kupplung *E* geschlossen. Damit wird die Sonne von *RS3* und der Planetenträger angetrieben, die Übersetzung ergibt sich zu $i = 1{,}143$. Bei der Schaltung 4 nach 5 wird die Kupplung *A* geöffnet und die Kupplung *B* geschlossen. Gegenüber Gang 4 wird die Sonne von *RS2* angetrieben. Die Übersetzung erfolgt mit $i = 0{,}867$ ins Schnelle.

Im 6. Gang wird die Kupplung *B* geöffnet und die Bremse *C* geschlossen, wodurch die Sonne von *RS2* steht. Der vordere Planetensatz *RS1* wird überbrückt. Der Planetenträger des Ravigneaux-Radsatzes wird direkt mit Turbinendrehzahl angetrieben, die Übersetzung beträgt $i = 0{,}691$.

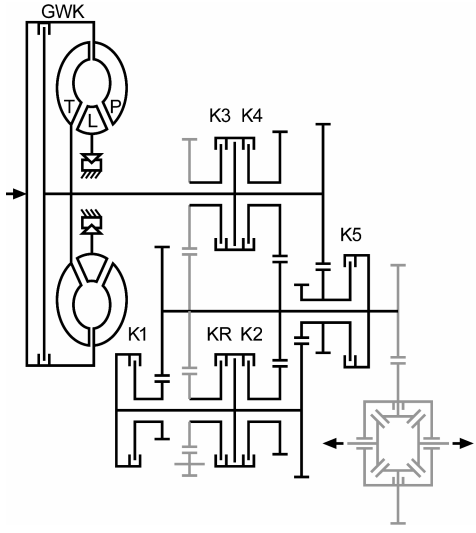
Im Rückwärtsgang wird die Kupplung *B* und die Bremse *D* geschlossen. Das Hohlrad des Ravigneauxsatzes dreht nun entgegen der Motordrehrichtung mit der Gesamtübersetzung $i = -3{,}403$.

Das 6-Gang-Automatgetriebe für Frontquer-Antrieb nach Abb. 6.35 beruht wie das voran beschriebene Getriebe auf dem Radsatzkonzept nach Lepelletier. Damit sind die Aussagen zum Kraftfluss übertragbar. Die Kupplungen und Bremsen sind räumlich anders angeordnet und der 1. Gang weist zusätzlich einen Freilauf auf. Eine Besonderheit dieser Konstruktion ist die als Bandbremse ausgeführte Bremse *C* [6.24].



Gg	Kupplung			Bremse		Freilauf	i	Stufensprung
	A	B	E	C	D	FD		
1	•				•	•	4,15	
								1,75
2	•			•			2,37	
								1,52
3	•	•					1,56	
								1,35
4	•		•				1,16	
								1,35
5		•	•				0,86	
								1,25
6			•	•			0,69	
								Gesamt
R		•			•		–3,39	6,05

Abb. 6.35. Räder- und Schaltschema eines 6-Gang-Automatgetriebes für Frontquer-Antrieb auf Basis Lepelletier-Radsatzkonzept (Aisin AW), *ausgeführte Konstruktion Abb. 12.26*



Gg	Kupplung						i	Stufen-sprung
	K1	K2	K3	K4	K5	KR		
1	•						3,63	
								1,73
2		•					2,09	
								1,59
3			•				1,31	
								1,46
4				•			0,90	
								1,25
5					•		0,72	
								Gesamt
R						•	–3,67	5,03

Abb. 6.36. Räder- und Schaltschema eines 5-Gang-Automatgetriebes in Vorgelegebauweise (Mercedes-Benz), *ausgeführte Konstruktion Abb. 12.27*

Automatgetriebe in Vorgelegebauweise

Stufen-Automatgetriebe in Vorgelegebauweise haben den Vorteil, eine freie Übersetzungswahl zu erlauben und aus Standardelementen aufgebaut zu sein. Letzteres kann hinsichtlich der Fertigungseinrichtungen Vorteile bieten.

Bekannte Vertreter sind die 4-und 5-Gang-Automatgetriebe von Honda (Hondamatik) und das Mercedes-Benz-Getriebe der ersten A-Klasse-Generation. Bei diesen Getrieben ist dem Wandler ein Vorgelegegetriebe nachgeschaltet. Abbildung 6.36 zeigt beispielhaft das Mercedes-Benz-Getriebe. Die sonst üblichen Synchronschaltelemente sind durch Lamellenkupplungspakete ersetzt.

6.6.5 Pkw-Hybridantriebe

Im Rahmen der Antriebsaggregate für Fahrzeuge wird in Abschn. 3.2.4 „Hybridantrieb“ auf die Grundlagen und wesentlichen Kennzeichen von Hybridantrieben eingegangen. Dort ist in Tabelle 3.7 auch die gängige Einteilung in Mikro-, Mild- und Vollhybrid erläutert. Mikro- und Mild-Hybride werden in aller Regel als Parallelhybride ausgebildet. Beim Vollhybrid gibt es Realisierungen als Parallelhybrid und als leistungsverzweigter Hybrid.

1/ Parallelhybrid

Der nachfolgend beispielhaft beschriebene Parallelhybrid ist ein Vollhybrid. Er deckt die Hybrid-Funktionen Bordnetzversorgung, Motor-Start-Stopp, elektrisches Fahren oder Rangieren, Boosten, und Rekuperation ab.

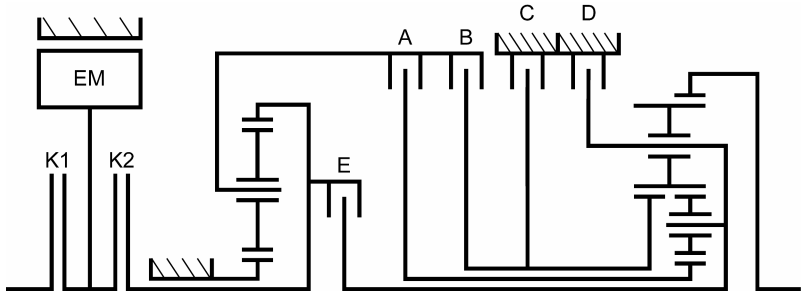


Abb. 6.37. 6-Gang-Pkw-Hybrid-Automatgetriebe als Parallelhybrid mit 1-E-Maschine (BMW, ZF, Continental); Basisgetriebe, siehe Abb. 6.34, *ausgeführte Konstruktion Abb. 12.28*

Der Realisierungsansatz über ein „Add-On"-Modul, bestehend aus einer E-Maschine *EM* mit einer Trennkupplung *K1* zum Verbrennungsmotor *VM* hin und einer Anfahrkupplung *K2* zum Getriebeeingang hin, kann für die Hybridisierung von unterschiedlichen Basisgetrieben verwendet werden. Die nachfolgend erläuterten Betriebszustände sind grundsätzlich und allgemeingültig.

Als Basisgetriebe bei dem in Abb. 6.37 dargestellten System „BMW-Aktivgetriebe" dient das 6-Gang-Automatgetriebe 6 HP 26 von ZF (s. Abschn. 6.6.4 mit Abb. 6.34 sowie Abb. 12.25). Das Hybridmodul – E-Maschine mit den beiden Kupplungen *K1* und *K2* – ersetzt in der Wandlerglocke den hydrodynamischen Drehmomentwandler und übernimmt auch dessen Funktion als Anfahrelement. Durch die Anordnung am Getriebeeingang kann auch die E-Maschine, gleich dem Verbrennungsmotor, die Getriebeübersetzungen für die Kennungswandlung nutzen und die oben genannten Antriebs- oder Generatorfunktionen mit unterschiedlichen Leistungs- und Drehmomentanforderungen übernehmen. Das dargestellte Konzept lässt sich im gleichen Bauraum wie das konventionelle Automatgetriebe darstellen [6.13].

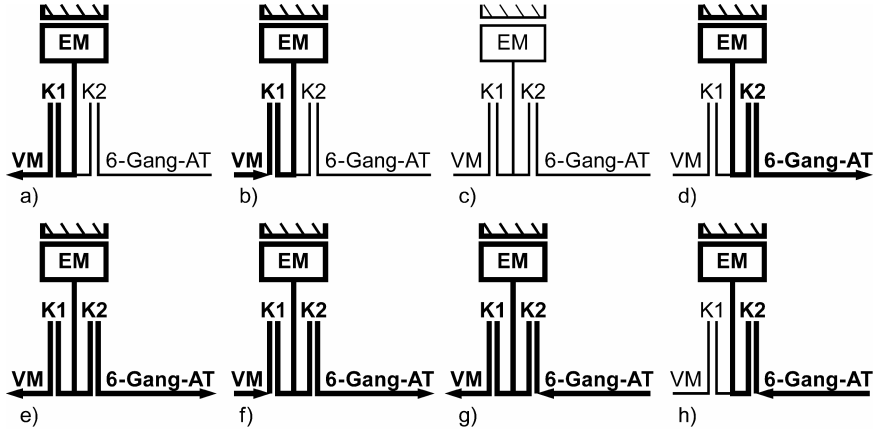


Abb. 6.38. Leistungsfluss in unterschiedlichen Betriebszuständen

Die zu Anfang dieses Abschnitts genannten Hybrid-Funktionen werden durch die in Abb. 6.38 dargestellten verschiedenen Betriebszustände umgesetzt. Die Pfeilrichtungen deuten dabei immer die Richtung des Leistungsflusses an.

a/ Kaltstart des *VM* durch die E-Maschine über Kupplung *K1* (ermöglicht Entfall des Motor-Starters)
b/ Fahrzeug steht, *VM* läuft und lädt über die geschlossene Kupplung *K1* mit der generatorisch betriebenen E-Maschine den elektrischen Energiespeicher (elektro-chemische Batterie oder Doppelschichtkondensatoren) auf.
c/ Wenn es der Ladezustand des Energiespeichers zulässt, kann in Stillstandsphasen im Stop-and-Go-Verkehr oder beim Ampelstopp der *VM* abgestellt werden (Motor-Start-Stopp). Die Bordnetzversorgung wird während dieser Phasen vom Energiespeicher übernommen.
d/ Elektrisches Anfahren oder Rangieren (*VM* steht, Kupplung *K1* ist geöffnet).
e/ Zustart des *VM* bei höheren Fahrgeschwindigkeiten oder bei einer erhöhten Leistungsanforderung durch den Fahrer über die schlupfende Kupplung *K1*.
f/ Wenn der *VM* ansynchronisiert ist, wird der Schlupf an der Kupplung *K1* abgebaut und der *VM* übernimmt die Antriebsleistung. Die E-Maschine kann in diesem Betriebszustand zeitweise ihr Drehmoment dem verbrennungsmotorischen Drehmoment überlagern, so z.B. beim Boosten oder bei der Nachbildung des Drehmoments der entfallenen Wandlerüberhöhung.
g/ In Schubsituationen, z.B. beim Bergabfahren, kann das Schubmoment durch generatorischen Betrieb der E-Maschine abgebildet werden. Die Schubenergie wird so in elektrische Energie gewandelt und im Energiespeicher zwischengespeichert. Mit noch höherer Leistung kann elektrische Energie beim Bremsen rekuperiert werden.
h/ Die Effizienz der Umwandlung von kinetischer in elektrische Energie in Schubsituationen oder beim Bremsen kann noch dadurch erhöht werden, dass in diesen Betriebszuständen der *VM* mit seinem Schleppmoment im Schubbetrieb durch Öffnen der Kupplung *K1* abgekoppelt und abgestellt wird, also nicht mitgeschleppt werden muss.

Durch ein übergeordnetes Drehmoment- und Leistungsmanagement, auf das hier nicht eingegangen wird, muss über eine ausgeglichene Ladebilanz sichergestellt werden, dass die Fahrzeugreaktion auf verschiedene Fahrerwünsche immer reproduzierbar bleibt. Auch die Bordnetzversorgung des Fahrzeugs muss dabei gewährleistet sein.

2/ Leistungsverzweigter Hybridantrieb für Pkw

Mit dem nachfolgend beschriebenen leistungsverzweigten Hybridantriebsstrang können die Funktionen eines Vollhybrid – Bordnetzversorgung, Motor-Start-Stopp, elektrisches Fahren oder Rangieren, Boosten, und Rekuperation – abgedeckt werden. Anders als im vorangegangen Beispiel des „BMW-Aktivgetriebes“ mit einem konventionellen Automatgetriebe als Basisgetriebe und einer Elektromaschine, handelt es sich beim leistungsverzweigten Hybridgetriebe P310 von Toyota/Lexus um ein speziell für Frontquer-Hybridanwendungen entwickeltes Aggregat mit zwei leistungsstarken elektrischen Maschinen.

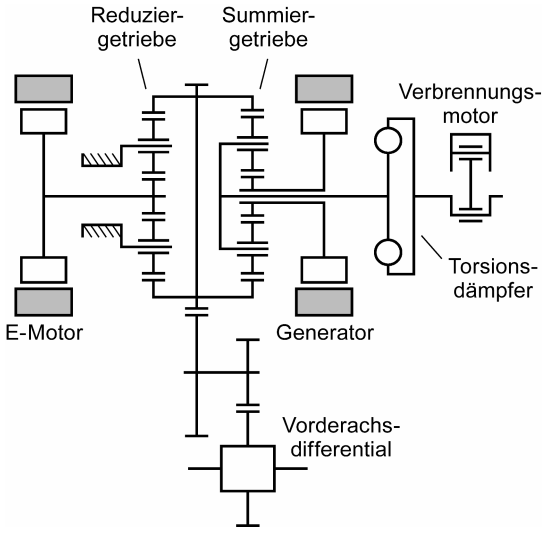


Abb. 6.39. Leistungsverzweigtes Hybridgetriebe (Toyota/Lexus), *ausgeführte Konstruktion Abb. 12.29*

Der Aufbau des Hybridgetriebes ist in Abb. 6.39 schematisch dargestellt. Zwischen Verbrennungsmotor und Getriebeeingang ist zur Entkoppelung vom Antriebsstrang der Verbrennungsmotor-Drehungleichförmigkeiten ein Torsionsdämpfer mit Schwungmasse angebracht. Über die Getriebeeingangswelle wirkt der Verbrennungsmotor auf die Stegwelle eines ersten leistungssummierenden bzw. -verzweigenden Planetengetriebes (Summiergetriebe). Hier wird die verbrennungsmotorische Leistung aufgeteilt in direkte mechanische Antriebsleistung für das Fahrzeug (Hohlrad des Summiergetriebes) und in einen elektrischen Leistungspfad (Sonnenrad des Summiergetriebes), der über einen elektrischen Generator und eine Leistungselektronik entweder in einen elektrischen Energiespeicher geleitet werden kann oder über eine zweite elektrische Maschine, den E-Motor, auch auf den Fahrzeugantrieb wirken kann.

Da beim Anfahren und bei geringen Fahrzeuggeschwindigkeiten der Verbrennungsmotor ausgeschaltet bleiben kann, steht die Stegwelle in diesem Fall still. Der Antrieb erfolgt dann über den E-Motor, der über das Hohlrad die Vorderräder antreibt. Gleichzeitig versetzen die auf der stehenden Stegwelle rotierenden Planetenräder des Summiergetriebes das mit dem Generator verbundene Sonnenrad in Bewegung. Um den Verbrennungsmotor bei wachsender Fahrgeschwindigkeit zu starten, wird über den Generator ein Drehmoment am Sonnenrad aufgebaut. Die Kurbelwelle des Verbrennungsmotors beginnt sich durchzudrehen, und sobald der Verbrennungsmotor arbeitet, überträgt er seine Leistung über die Stegwelle sowohl auf das Hohlrad zum Antrieb der Räder als auch auf das Sonnenrad, welches den Generator antreibt (Leistungsverzweigung).

Beim starken Beschleunigen (Boosten) arbeiten Verbrennungs- und Elektromotor gemeinsam als Antriebsquelle. Der elektrische Energiespeicher stellt zusätzliche Energie für den Elektromotor bereit. Wie in Abschn. 3.2.4 erläutert, wird durch die Verzweigung und die Zusammenführung eines mechanischen und elektrischen Leistungszweiges über das Summiergetriebe eine stufenlose Drehmoment-

und Drehzahlwandlung ermöglicht. Es handelt sich beim Hybridgetriebe P310 also um ein leistungsverzweigtes Stufenlosgetriebe. Beim Fahren mit laufendem Verbrennungsmotor muss dessen Drehmoment an der Stegwelle des Summiergetriebes jedoch immer durch das Drehmoment des Generators am Sonnenrad abgestützt werden, was zu hohen Drehmoment- und Leistungsanforderungen an den Generator führt.

Der E-Motor wirkt auf den Abtrieb über ein Reduziergetriebe. Dieses hat die Funktion, die Drehzahl des E-Motors abzusenken und das Drehmoment zu erhöhen. Durch diese Drehmomentübersetzung wird eine kompaktere Bauweise des E-Motors ermöglicht. Der mechanische und der elektrische Anteil der Antriebsleistung werden über die miteinander gekoppelten Hohlräder von Summier- und Reduziergetriebe über eine Zwischenwelle mit zwei Stirnradstufen zum Vorderachsdifferential übertragen [6.17].

6.6.6 Pkw-Stufenlosgetriebe (CVT)

Durch die endliche Anzahl von Schaltstufen bei herkömmlichen Schaltgetrieben kann das Leistungsangebot eines Verbrennungsmotors nicht optimal genutzt werden. Mit einer stufenlos variablen Getriebeübersetzung kann der Motor, je nach Wunsch, im verbrauchs- oder fahrleistungsoptimalen Betriebspunkt betrieben werden. Siehe auch Abschn. 4.4 und 5.3.4. Diese Getriebe werden als CVT (*C*ontinuously *V*ariable *T*ransmission) bezeichnet. Abbildung 6.40 gibt einen Überblick über verschiedene CVT-Konzepte.

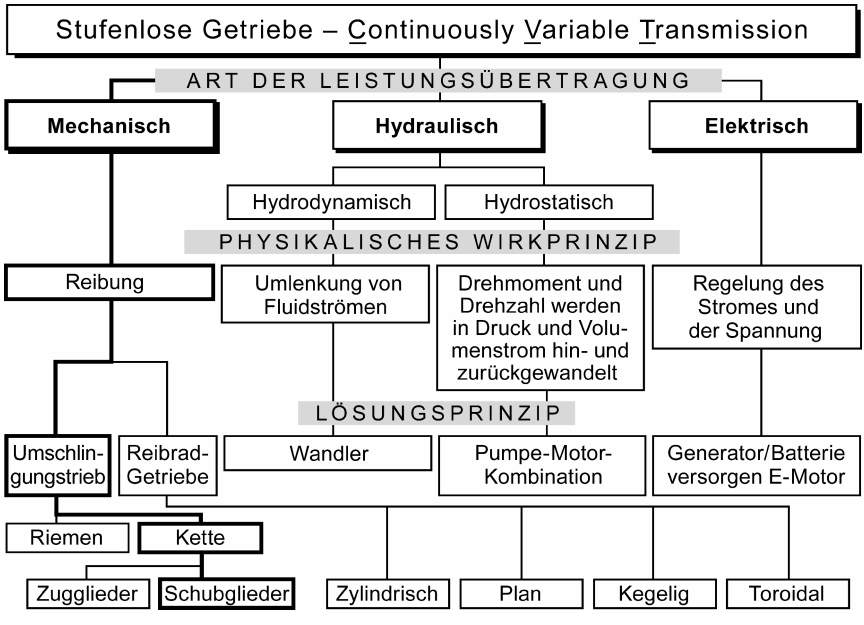


Abb. 6.40. Überblick über CVT-Konzepte

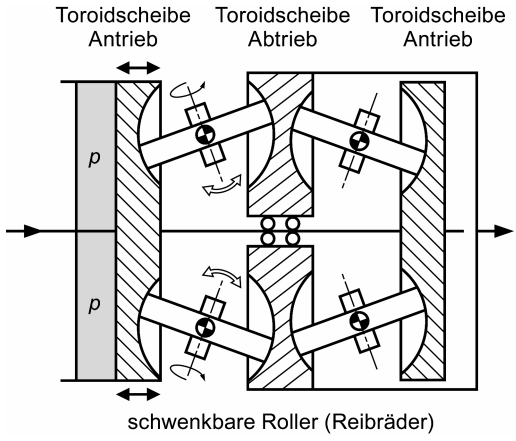


Abb. 6.41. Funktionsweise eines Volltoroiden

Mit dem Getriebe nach Abb. 6.39 des vorangegangenen Abschnitts ist das Prinzip eines elektrischen CVT anhand eines leistungsverzweigten Hybridantriebs erläutert. Zum reinen Elektroantrieb siehe auch die Abschn. 3.2.2 und 3.2.3.

Der hydrodynamische Drehmomentwandler ist an sich auch ein Stufenlosgetriebe. Er wird aber nicht als Getriebe, sondern als Anfahrelement verwendet. Es wurde auch an stufenlos wirkende hydrostatisch-mechanischen Lastschaltgetrieben für Pkw [6.22–6.23] gearbeitet. Sie haben aber keine praktische Bedeutung erlangt.

Bei der mechanischen Leistungsübertragung in Voll- und Halbtoroidgetrieben [6.10, 6.21, 6.42] wird die stufenlose Übersetzungsänderung durch Schwenken der Roller (Rotationskörper) erreicht. Abb 6.41 zeigt vereinfacht die Funktionsweise eines Volltoroiden. Toroidgetriebe weisen eine höhere Drehmomentkapazität auf als Umschlingungsgetriebe und bieten sich insbesondere für koaxiale Antriebsstränge an.

Die in Serien-Pkw verwendeten Stufenlosgetriebe sind fast ausnahmslos Umschlingungsgetriebe. Es wird daher nachfolgend näher auf diese eingegangen werden. Das zentrale Bauelement der Umschlingungsgetriebe ist der *Variator*. Er besteht im Wesentlichen aus den Kegelscheiben und der Kette. Die Leistung wird über die Kette, die zwischen zwei axial verstellbaren Kegelscheiben umläuft, reibschlüssig übertragen. Durch die axiale Verstellung der Kegelscheiben läuft die Kette auf variablen Durchmessern, so dass sich die Übersetzung stufenlos ändern lässt, Abb. 6.42. Der momentenabhängigen Anpressung der Kegelscheiben an die Kette muss viel Aufmerksamkeit geschenkt werden, da unnötige Überanpressungen zur Verschlechterung des Kettenwirkungsgrads, zu erhöhter Leistungsaufnahme und somit Verlustleistung der Anpresspumpe und vor allem zu einer erhöhten Belastung des Getriebes führt. Aber auch das Durchrutschen der Kette muss in allen Betriebszuständen mit Sicherheit vermieden werden, denn das führt zwangsläufig zu einer Zerstörung des Getriebes. Daher kommt der Ausführung und Zuverlässigkeit des Anpresssystems und seiner Regelung eine hohe Bedeutung bei diesen Stufenlosgetrieben zu.

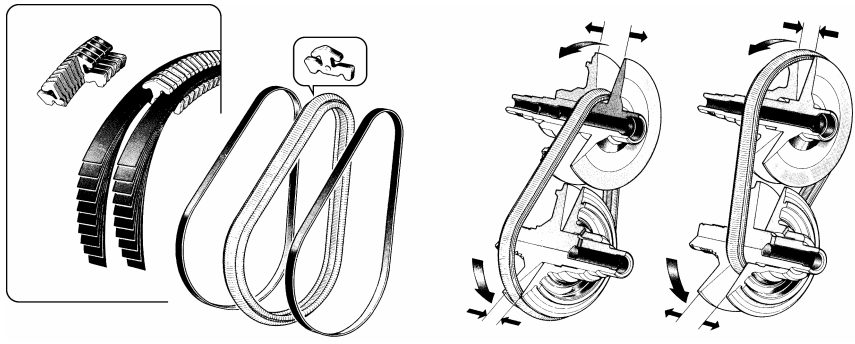


Abb. 6.42. Elemente einer Schubgliederkette und Funktionsweise des Variators [6.43]

Bei den Ketten wird zwischen Zug- und Schubgliederketten unterschieden. Die Zuggliederkette ermöglicht kleinere Laufradien und somit größere Spreizung bei gleichem Achsabstand. Sie weist den besseren Wirkungsgrad auf, da weniger Leistung für die Anpassung der Kette an die Übersetzungsradien erforderlich ist und ist für höhere Drehmomente geeignet. Bei der feingliedrigen Schubgliederkette (auch als Schubgliederband bezeichnet), Abb. 6.42, ist dazu mehr Arbeit notwendig. Aufgrund des feingliedrigen Aufbaus hat sie Vorteile beim „Eingriffsstoß“ und der damit verbundenen Geräuschanregung.

In Abb. 6.43 ist das Schema eines CVT für Frontquer-Antrieb dargestellt. Als Anfahrelement dient ein hydrodynamischer Drehmomentwandler mit Überbrückungskupplung. Der Planetenwendesatz läuft bei Vorwärtsfahrt als Block um. Nach dem Variator folgt im Leistungsfluss eine Abtriebsstufe, mit deren Hilfe die Adaption an die Erfordernisse unterschiedlicher Fahrzeuge erfolgen kann. Die Spreizung des Getriebes beträgt 6,0.

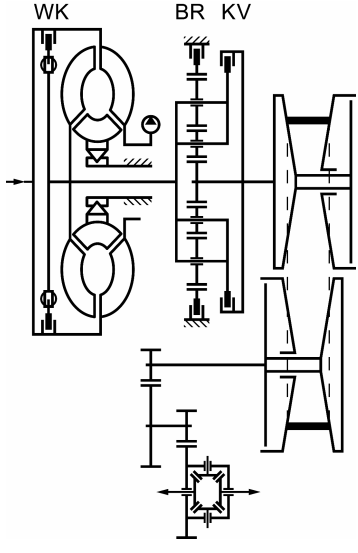


Abb. 6.43. CVT für Frontquer-Antrieb (ZF), *ausgeführte Konstruktion Abb. 12.32*

Um die Spreizung des Stufenlosgetriebes über die üblichen 6,0 bis 6,5 des Variators hinaus zu erhöhen, können mechanische Schaltgetriebe in Stirnrad- oder Planetenbauweise vor- bzw. nachgeschaltet werden. Auch Leistungsverzweigung ist möglich. Nachfolgend wird beispielhaft ein CVT mit Leistungsverzweigung (Geared-Neutral-Getriebe) vorgestellt, Abb. 6.44.

Die Gesamtübersetzung i dieses Getriebes errechnet sich bei Betrieb mit Leistungsverzweigung aus i_K und der Übersetzung i_G des als Überlagerungsgetriebe arbeitenden Planetenradsatzes. Hierbei ist die Kupplung *K1* geschlossen. Je nach Übersetzung i_K kann die Gesamtübersetzung i auch negativ werden, was dem Rückwärtsgang entspricht. Der Punkt, bei dem der Vorzeichenwechsel erfolgt, ist der Geared-Neutral-Punkt. Das Getriebe benötigt theoretisch kein zusätzliches Anfahrelement.

Bei geschalteter Kupplung *K2* läuft der Planetenradsatz als Block um und es gelten die nachfolgend aufgeführten Gleichungen. Den Verlauf der Gesamtübersetzung in Abhängigkeit vom Kegelscheibenradienverhältnis i_K und der aktiven Kupplung zeigt das Diagramm Abb. 6.44 rechts. Die Gesamtübersetzung

$$i = \frac{n_1}{n_2} = i_K \; i_G \;, \tag{6.4}$$

(Verhältnis Antriebsdrehzahl n_1 zu Abtriebsdrehzahl n_2) des Getriebes setzt sich aus der Übersetzung im Kegelscheibengetriebe (Variator)

$$i_K = \frac{S_2}{S_1} \;, \tag{6.5}$$

(Verhältnis der aktuellen Kegelscheibenradien *S2* zu *S1*), multipliziert mit einer möglichen Übersetzung i_G einer nach- oder vorgeschalteten Getriebestufe zusammen.

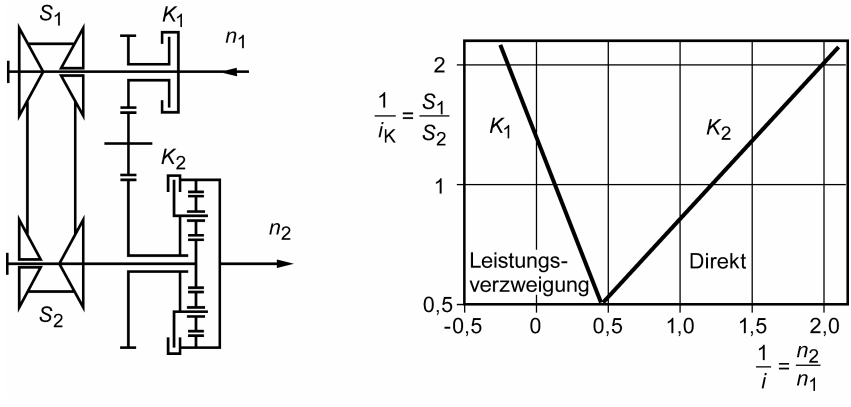


Abb. 6.44. Getriebeschema: „CVT mit Leistungsverzweigung“ und Diagramm des Übersetzungsverlaufs (Darstellung $1/i$ wegen $n_2 = 0$ im Geared-Neutral-Punkt)

http://www.springer.com/978-3-540-30625-2

Fahrzeuggetriebe
Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion
Lechner, G.; Naunheimer, H.
2007, 444S. 364 Abb.., Hardcover
ISBN: 978-3-540-30625-2