

Doppelkupplungsgetriebe in Planetenradbauweise

Getriebestrukturen zwischen Automatik- und Doppelkupplungsgetrieben

Prof. Dr. P. Tenberge

Technische Universität Chemnitz



www.tu-chemnitz.de

Die Suche nach optimalen Strukturen für Automatikgetriebe führte zu 8-Gang-Automaten mit 3 oder 4 Planetenradsätzen und nur noch 5 oder 6 Schaltelementen. Im vollen Gange ist auch die Suche nach Doppelkupplungsgetrieben mit ebenfalls hoher Gangzahl sowie möglichst wenigen Radebenen und Schaltelementen. Noch offen bleibt die Frage, ob sich die Vorteile der Automatikgetriebe und die Vorteile der Doppelkupplungsgetriebe in einer neuen Bauform, nämlich Doppelkupplungsgetrieben in Planetenradbauweise sinnvoll kombinieren lassen. Dazu werden grundsätzliche Strukturüberlegungen und zwei Getriebekonzepte vorgestellt.

1 Einleitung

In den mittleren und höheren Fahrzeugklassen ordern die Kunden auch in Europa zunehmend Automatikgetriebe, Doppelkupplungsgetriebe oder stufenlose Getriebe, also Getriebe die im Gegensatz zu Handschaltgetrieben automatisch unter Last die richtige Übersetzung wählen. Denn automatisch lastschaltende Getriebe erhöhen erheblich den Fahrkomfort. Sie erleichtern das Anfahren und entlasten den Fahrer von den Schaltaufgaben. Insbesondere im Stadtverkehr wählen die Regelungen der automatisch schaltenden Getriebe oft besser als ein Durchschnittsfahrer die für die Fahrsituation geeignete Übersetzung. Trotz der im Vergleich zu Handschaltgetrieben niedrigeren Wirkungsgrade und höheren Normverbräuche verbrauchen Fahrzeuge mit solchen Getrieben dann mitunter weniger Kraftstoff als nicht optimal betriebene Fahrzeuge mit Handschaltgetriebe.

Der Wettstreit unter diesen Getriebestrukturen ist im vollen Gange. Auslöser dieses Wettstreits waren vor einigen Jahren die stufenlosen Getriebe (CVT = continuously variable transmission). Sie ermöglichen als erste Getriebe im Pkw Getriebespreizungen von zuerst $\psi > 5$ bis heute $\psi > 6$. Trotz Nachteile beim Wirkungsgrad erreichten Fahrzeuge mit CVT eine höhere Fahrdynamik bei geringerem Verbrauch im Vergleich zu Fahrzeugen mit damals üblichen 4 bis 5 Vorwärtsgängen und $4 < \psi < 5$. CVT haben sich bisher insbesondere in Japan durchgesetzt und sie haben die Entwickler der klassischen Getriebestrukturen aus deren Dornröschenschlaf gerissen.

Die Automatikgetriebefraktion antwortete damals mit der Weiterentwicklung der 4- und 5-Gang-Automatikgetriebe (AG oder engl. AT = automatic transmission) zu 6- und 7-Gang-Getrieben. Insbesondere die auf dem Lepelletier-Planetenradsatz basierenden 6-Gang-Automaten sind sehr interessante Getriebestrukturen mit sehr wenig Bauteilen.

Als dritten Wettbewerber gibt es seit einiger Zeit die aus Wettbewerbsfahrzeugen schon lange bekannten, lastschaltbaren Doppelkupplungsgetriebe (DKG oder engl. DCT = double clutch transmission) nun auch im Massenmarkt. Erste Ausführungen hatten schon 6 Vorwärtsgänge als die Pkw-Automatikgetriebe noch max. 5 Vorwärtsgänge hatten. Varianten mit noch mehr Gängen werden folgen, weil sich die einfache Grundstruktur der DKG beliebig erweitern lässt. Mit nur zwei Lastschaltkupplungen können sie höhere Wirkungsgrade als Automatikgetriebe erreichen. Denn Automa-

tikgetriebe haben deutlich mehr Lastschaltelemente, von denen immer einige offen sind und Schleppverluste verursachen. Mittels betriebspunktabhängiger Druckmodulation der Lastschaltkupplungen erreichen Doppelkupplungsgetriebe heute auch den Anfahrkomfort der Wandlerautomaten. Die Druckmodulationen erlauben sogar in weiten Bereichen frei wählbare Anfahrcharakteristiken von sehr komfortbetont bis sehr sportlich.

Um gegen diese und künftige Doppelkupplungsgetriebe bestehen zu können, mussten für Automatikgetriebe noch bessere Strukturen her. Und wer hätte das vor einigen Jahren gedacht, in absehbarer Zeit wird es erste kompakt bauende Automatikgetriebe mit 8 Vorwärtsgängen in einem Übersetzungsbereich von $7 < \varphi < 8$ geben.

Für sehr drehmomentstarke Fahrzeuge, die in Europa derzeit noch stark nachgefragt werden, bieten die klassischen Automatikgetriebe auch immer noch Vorteile. Die hier meist eingesetzten Planetenradstufen bauen aufgrund der Leistungsverzweigung auf mehrere Planetenräder insbesondere bei hohen Antriebsdrehmomenten kleiner als die in den bisher bekannten Doppelkupplungsgetrieben verwendeten Stirnradstufen. Daher stellt sich die im Folgenden diskutierte Frage, ob man nicht die Vorteile der hohen Drehmomentkapazität der Planetengetriebe und die wenigen Lastschaltelemente der Doppelkupplungsgetriebe für eine neue Getriebebauart, nämlich für Doppelkupplungsgetriebe in Planetenradbauweise, nutzen kann.

2 Struktureigenschaften von Automatikgetrieben

Moderne Automatikgetriebe haben einen mittlerweile klein und leicht bauenden hydrodynamischen Wandler zum Anfahren, der danach mittels einer Kupplung WK überbrückt wird. Für 6, 7 oder in einer ersten japanischen Serienanwendung sogar 8 Vorwärtsgänge verwenden sie mehrere gekoppelte Planetenradstufen, deren Elemente je nach Gang untereinander oder mit dem Getriebegehäuse verbunden sind. Für diese Kopplungen werden reib-schlüssige Schaltelemente eingesetzt, um Gangwechsel ohne Zugkraftunterbrechung zu ermöglichen. Wenn das Getriebe über eine hohe Anfahrübersetzung verfügt, kann sogar der Wandler als Anfahrerelement entfallen. Eines der Schaltelemente für den 1. Gang ist dann als Anfahrerelement auszulegen. Günstige Getriebestrukturen nutzen das gleiche Schaltelement dann auch noch zum Anfahren rückwärts.

Das in **Bild 1** gezeigte 6-Gang-Automatikgetriebe von ZF und Aisin deckt eine Getriebespreizung von $\varphi = 6,035$ ab. Es basiert auf dem Lepelletier-Planetenradsatz, der für 6 Vorwärtsgänge und einen Rückwärtsgang lediglich ein dreiwelliges und ein vierwelliges Ravigneaux-Planetengetriebe sowie 5 Schaltelemente benötigt.

4-wellige Planetenradstufen haben entweder Stufenplaneten oder Sätze miteinander kämmender Planeten. Sie bauen kleiner als die kinematisch gleichwertige Kombination zweier 3-welliger Planetengetriebe. Unsymmetrische Kraftwirkungen an den Planetenrädern führen aber oft zu etwas höheren Betriebsgeräuschen.

Direkt angesteuerte und geregelte Druckventile an den Schaltelementen ermöglichen schnelle und ruckfreie Schaltungen. Gute Automatikgetriebestrukturen schaffen mit einfachen Schaltungen auch weite Gangsprünge. Einfache Schaltung bedeutet dabei, dass für so eine Schaltung nur ein Schaltelement zu öffnen und ein anderes zu schließen ist. Das Getriebe nach **Bild 1** kann so z.B. direkt vom 6. Gang in den 2. Gang schalten. Nachteilig bei diesem Getriebe ist aber der fehlende Direktgang.

Gang	B1	B2	K1	K2	K3	i_{ges}
R						-3,40
N						
1						4,171
2						2,340
3						1,521
4						1,143
5						0,867
6						0,691

Schaltlogik des 4-Gang-Automatikgetriebes nach Ravigneaux

Ergänzungen von 4-Gang nach 6-Gang

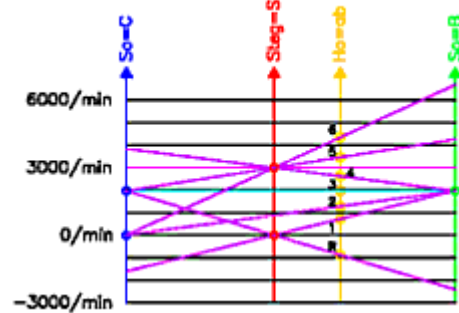
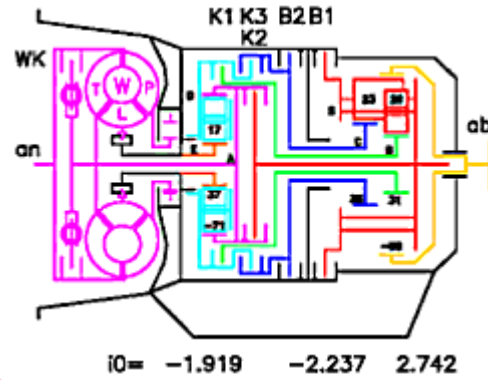


Bild 1: 6-Gang-Automatikgetriebe mit Lepelletier-Planetenradsatz

Bild 2 zeigt die ebenfalls auf dem Lepelletier-Planetenradsatz basierende Struktur des 8-Gang-Automaten von Aisin, der nun einen Direktgang hat. Das antriebsseitige dreiwellige Planetengetriebe war in der 6-Gang-Variante ein Minusgetriebe mit gehäusefestem Sonnenrad, dem Antrieb am Hohlrad und dem Abtrieb am langsamen Planetenträger.

Gang	B1	B2	K1	K2	K3	K4	i_{ges}
R							-4,05
N							
1							4,500
2							2,826
3							2,000
4							1,548
5							1,286
6							1,000
7							0,802
8							0,669

Schaltlogik des 4-Gang-Automatikgetriebes nach Ravigneaux

Ergänzungen von 4-Gang nach 6-Gang

Ergänzungen von 6-Gang nach 8-Gang

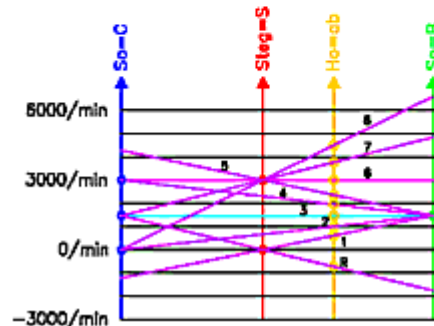
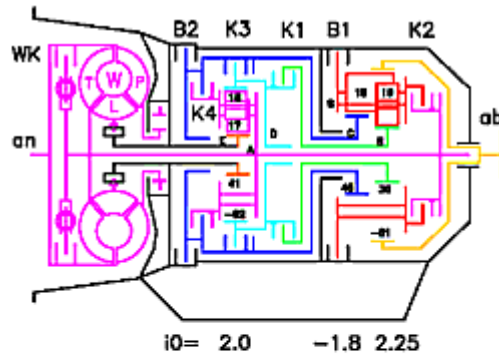


Bild 2: 8-Gang-Automatikgetriebe mit Lepelletier-Planetenradsatz

In der 8-Gang-Variante ist dieses antriebsseitige Planetengetriebe ein Plusgetriebe mit ebenfalls gehäusefestem Sonnenrad. Um die Wellen B und C mit einer gegenüber dem Antrieb langsameren Drehzahl antreiben zu können, ist die Antriebswelle mit dem Planetenträger verbunden und das Hohlrad mit den Kupplungen K1 und K2. Da der Planetenträger durch das Planetengetriebe hindurch geht, wird damit eine zusätzliche direkte Verbindung der Antriebswelle mit der Welle C über die neue Kupplung K4 möglich. Der Vergleich der Drehzahlleiterdiagramme und der Schaltlogiken dieser beiden Getriebe verdeutlicht, dass sich so ein neuer 4. Gang und ein Direktgang als 6. Gang ergeben. Die übrige Schaltlogik bleibt erhalten.

Im Getriebe nach **Bild 1** sind immer 3 der 5 Schaltelemente geöffnet und verursachen abhängig von den Relativedrehzahlen der Kupplungshälften und dem konstruktiven Aufbau mehr oder weniger Verluste. Im Getriebe nach **Bild 2** lässt sich Kupplung K1 nur über zwei Drehdurchführungen befüllen. Außerdem sind hier immer 4 der 6 Schaltelemente offen. Diese zusätzlichen Verluste der 8-Gang-Version zehren den Vorteil der kleineren Gangabstufungen gegenüber dem 6-Gang-Automaten mindestens zum Teil auf.

Bei der Synthese neuer Getriebestrukturen war es deshalb schon immer das Ziel der Getriebeentwickler, möglichst viele Gänge mit möglichst wenigen Schaltelementen schalten zu können. Die Schaltelemente sollten einfach zu befüllen sein, das Getriebe sollte also möglichst Bremsen aufweisen und nur wenige Kupplungen, und die offenen Schaltelemente sollten geringe Differenz- und Absolutdrehzahlen aufweisen.

Für viele Gänge braucht man in den klassischen Automatikgetrieben mehrere gekoppelte Planetenradsätze, die sich alle auf einfache dreiwellige Planetenradsätze reduzieren lassen. So ein dreiwelliges Planetengetriebe hat den kinematischen Freiheitsgrad 2. Man muss an zwei Wellen eine Drehzahl vorgeben, um den kinematischen Zustand eindeutig zu definieren. Zur Bindung aller Freiheitsgrade so eines mehrstufigen Getriebesystems und zur Schaltung der Gänge werden einzelne Wellen der einzelnen Planetenradsätze fest oder über geschlossene Kupplungen miteinander oder über Bremsen mit dem Getriebegehäuse gekoppelt. Durch die festen Wellenkopplungen lassen sich dann auch zwei dreiwellige Getriebe zu einem vierwelligen Planetenradsatz zusammenfassen. Bei einer natürlich in allen Gängen konstanten Anzahl fester Wellenverbindungen ergibt sich auch eine in allen Gängen gleiche Anzahl (y) erforderlicher geschlossener Schaltelemente. Die mindestens erforderliche Gesamtzahl (x) der Schaltelemente ergibt sich dann nach den Gesetzen der Kombinatorik aus der Zahl der erforderlichen Schaltmöglichkeiten (= Anzahl der zu schaltenden Gänge). Um mehr als insgesamt 6 Gänge (5 Vorwärts- und 1 Rückwärtsgang) schalten zu können, braucht man demzufolge mindestens $x = 5$ Schaltelemente, von denen entweder immer $y = 2$ oder $y = 3$ geschaltet sind. Dabei sind $y = 3$ in jedem Gang geschlossene Schaltelemente vorteilhafter als nur $y = 2$, da dann weniger Schaltelemente schlupfen und die Schleppverluste sinken. **Tafel 1** verdeutlicht die verschiedenen Kombinationsmöglichkeiten.

Gesamtzahl Schaltelemente	x	3	3	4	5	5	6	6	6	7	7
davon in jedem Gang geschlossen	y	1	2	2	2	3	2	3	4	3	4
max. Anzahl möglicher Kombinationen	$\binom{x}{y}$	3	3	6	10	10	15	20	15	35	35

Tafel 1: Kombinationsmöglichkeiten von y aus x Schaltelementen

In **Tafel 2** sind einige der strukturellen Parameter der Getriebe nach den **Bildern 1** und **2** verglichen. Es gibt prinzipiell 10 Kombinationen der jeweils 2 geschlossenen Schaltelemente von den 5 Schaltelementen des 6-Gang-Getriebes nach **Bild 1**. Mit 6 Vorwärtsgängen und 1 Rückwärtsgang nutzt diese Struktur diese Möglichkeiten zu 70% sehr gut. Mit 3 geschlossenen von 6 Schaltelementen gibt es in der Struktur nach **Bild 2** prinzipiell 15 Schaltkombinationen, von denen hier aber nur 10 für 8 Vorwärts- und 2 Rückwärtsgänge genutzt werden. Die Nutzung dieser Struktur ist also mit 67% etwas schlechter, da zudem stets ein Schaltelement mehr geöffnet ist.

Automatikgetriebe-Struktur		6-Gang Bild 1	8-Gang Bild 2	8-Gang Bild 3
Anzahl der dreiwelligen Planetenradsätze	ps	3	3	4
Gesamtzahl der Wellen	3 x ps	9	9	12
Gesamtfreiheitsgrad	FG	6	6	8
Anzahl fester Wellenverbindungen	w	3	3	4
Nötige Anzahl in jedem Gang geschlossener Schaltelemente	FG-w-1	2	2	3
Gesamtzahl der Schaltelemente	zSE	5	6	5
Max. Anzahl möglicher Kombinationen	zK	10	15	10
Anzahl Vorwärts- / Rückwärtsgänge	zGv/zGr	6 / 1	8 / 2	8 / 1
Gesamtzahl Gänge zu Gesamtzahl Kombinationen	zG/zK	7 / 10	10 / 15	9 / 10
Anzahl der in jedem Gang offenen Schaltelemente	zoSE	3	4	2

Tafel 2: Strukturvergleich verschiedener Automatikgetriebe

Bild 3 zeigt eine der vielen von der ZF gefundenen und kürzlich veröffentlichten [1] Strukturen eines wieder anderen 8-Gang-Automatikgetriebes. Dieses Getriebe hat 4 einfache dreiwellige Planetenradsätze und nur 5 Schaltelemente, von denen immer 3 geschlossen sind. Von max. 10 Kombinationsmöglichkeiten nutzt diese Getriebestruktur tatsächlich alle 10, denn in einer Schaltmöglichkeit wird noch der Abtrieb bei drehendem Antrieb festgehalten. Mit einem Minimum an offenen Schaltelementen und einer maximalen Strukturnutzung kommt dieses Getriebe dem idealen Planetengetriebe-Automaten schon sehr nahe.

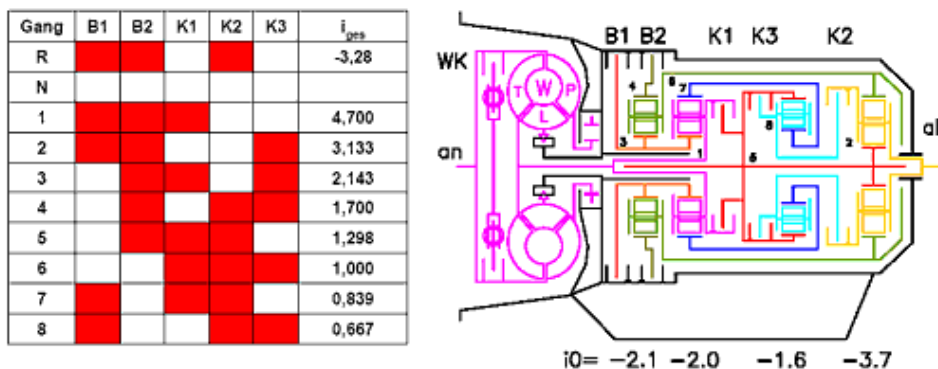


Bild 3: 8-Gang-Automatikgetriebe mit ganz neuer Getriebestruktur und neuer Schaltlogik

Der Verzahnungswirkungsgrad einer Planetenradstufe ist höher als der Wirkungsgrad einer in Handschaltgetrieben eingesetzten Stirnradstufe mit gleicher Übersetzung. Der Gesamt-wirkungsgrad eines Automatikgetriebes ist aber geringer als der Wirkungsgrad eines Handschaltgetriebes, weil in Automatikgetrieben die in jedem Gang offenen Schaltelemente höhere Schleppverluste erzeugen und weil Automatikgetriebe zur Schmierung und Kühlung der ineinander verschachtelten Bauteile und des Wandlers sowie zur Regelung der Schaltelemente immer einen Ölvolumenstrom auf einem bestimmten Druckniveau benötigen. Geregelte Pumpenantriebe oder im Fördervolumen regelbare Pumpen und Mehrpumpensysteme erfordern weniger Antriebsleistung und helfen somit, den Wirkungsgrad der Automatikgetriebe zu erhöhen. Trotzdem ist es sinnvoll, nach Getriebestrukturen zu suchen, die schon prinzipbedingt weniger Lastschaltelemente benötigen. Damit kommen Doppelkupplungsgetriebe ins Spiel.

3 Struktureigenschaften von Doppelkupplungsgetrieben

Bild 4 zeigt die Struktur des von der Volkswagen AG bereits in mehreren Fahrzeugen eingesetzten Doppelkupplungsgetriebes mit 6 Vorwärtsgängen. **Bild 5** verdeutlicht ebenfalls den prinzipiellen Aufbau von Doppelkupplungsgetrieben anhand einer Getriebestruktur für Längseinbau. Doppelkupplungsgetriebe bestehen aus zwei Getriebesträngen, einen für die ungeraden Gänge 1, 3, 5, usw. und einen für die geraden Gänge 2, 4, 6, usw. Abtriebsseitig sind beide Getriebestränge verbunden. Antriebsseitig sind beide Getriebestränge über reibschlüssige Kupplungen mit dem Verbrennungsmotor verbindbar. Während das Fahrzeug in einem Gang eines Getriebestranges, z.B. dem 3. Gang, fährt, kann im anderen Getriebestrang der als nächstes zu schaltende Gang, z.B. der 2. Gang oder der 4. Gang, mittels klein bauender Zahnkupplungen mit Synchronisierungen vorbereitet werden.

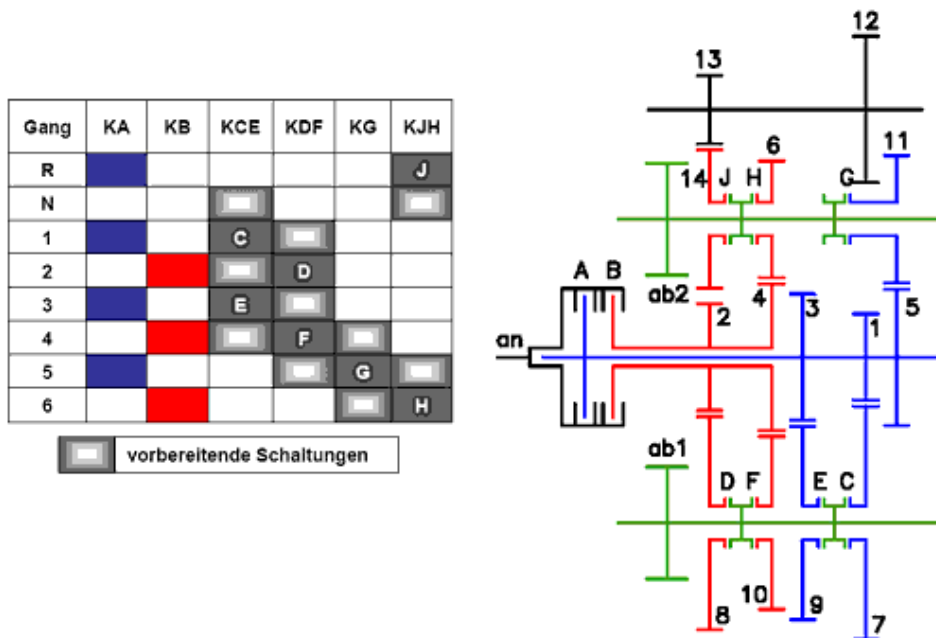


Bild 4: 6-Gang-Doppelkupplungsgetriebe von Volkswagen

Der eigentlichen Gangwechsel erfolgt dann durch eine Lastschaltung von der Kupplung des vorher belasteten Getriebestranges zur Kupplung des nachher belasteten Getriebestranges. Diese grundsätzliche Getriebestruktur bedingt aber, dass mit einem Doppelkupplungsgetriebe nur Lastschaltungen von einem geraden Gang zu einem ungeraden Gang möglich sind. Gangwechsel innerhalb eines Get-

riebestrangs erfordern ein Öffnen der diesen Getriebestrang antreibenden Kupplung und einen Gangwechsel mit Zugkraftunterbrechung, wie er von automatisierten Schaltgetrieben bekannt ist. Dieser Nachteil wird aber in Kauf genommen, solange andere Vorteile für den Einsatz von Doppelkupplungsgetrieben sprechen.

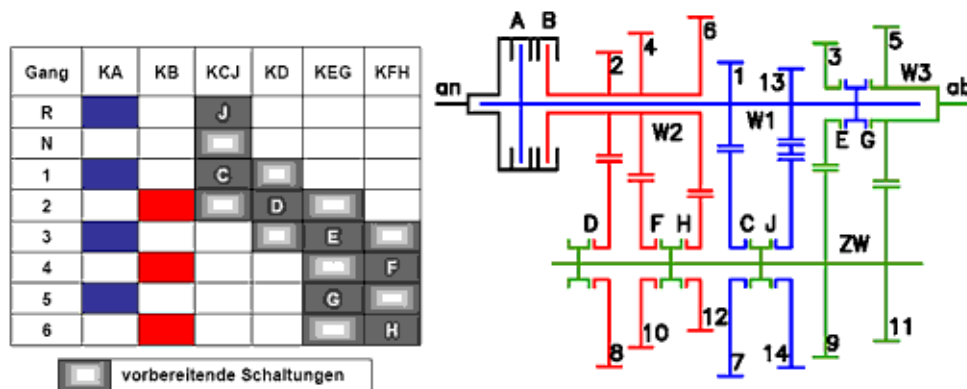


Bild 5: 6-Gang-Doppelkupplungsgetriebe für Längseinbau

In Doppelkupplungsgetrieben ist immer nur ein Lastschaltelement offen. Wenn bei stationärer Fahrt, z.B. auf der Autobahn, im nicht belasteten Getriebestrang kein Gang vorbereitend eingelegt ist, wird dieser Getriebestrang bei minimalen Schleppverlusten mittrudeln. Die lastfreie Lastschaltkupplung läuft dann aufgrund ihrer Schleppverluste sogar fast bei Synchronlauf der Kupplungshälften. Das führt zu höheren Wirkungsgraden als in Automatikgetrieben obwohl der Druck- und Kühlölbedarf der beiden Lastschaltkupplungen und der übrigen Schaltaktoria ähnlich hoch ist wie der von Automatikgetrieben.

Die Getriebestrukturen der bisher bekannten Doppelkupplungsgetriebe verwenden darüber hinaus die aus Handschaltgetrieben bekannten Stirnradstufen und Zahnkupplungen mit Synchronisierungen. Das führt bislang auch zu Preisvorteilen im Markt.

Mit zunehmender Anzahl der Gänge bauen die einfachen Strukturen der Doppelkupplungsgetriebe aber größer und schwerer als vergleichbare Automatikgetriebe. Eine Getriebestruktur nach **Bild 5** würde z.B. für 8 Vorwärts- und einen Rückwärtsgang 9 Zahnradstufen, 9 Zahnkupplungen und zwei Lastschaltkupplungen benötigen. Auch wenn man fast immer 2 Zahnkupplungen zu einer zweiseitig wirkenden Zahnkupplung mit nur einem Aktor zusammenfassen kann, wird der Gesamtaufwand sehr groß. Deshalb suchen die Getriebeentwickler auch für DKG nach neuen Strukturen, bei denen bestimmte Schaltstufen mehrfach genutzt werden.

Nach [1] kann man mit so genannten Windungsstrukturen in Schaltgetrieben mit Stirnradstufen die höchste Anzahl von Gängen erreichen. Mit 4 Stirnradstufen lassen sich dann maximal 8 Gänge und mit 5 Stirnradstufen maximal 16 Gänge schalten. Auch für Doppelkupplungsgetriebe in Stirnradbauweise gibt es solche Möglichkeiten, die Strukturen so aufzubauen, dass einige Stirnradstufen mehrfach genutzt werden. Die zusätzliche Problematik besteht aber darin, in jedem Gang immer wieder freie Getriebezüge für die benachbarten Gänge an die dann zu schließende Lastschaltkupplung anbinden zu können. Bild 6 zeigt die Struktur so eines Doppelkupplungsgetriebes in Windungsanordnung [16]. Mit nur 5 Stirnradstufen lassen sich hier 8 Vorwärtsgänge schalten. 4 der 5 Stirnradstufen werden mindestens in 2 Gängen genutzt. Nur im ersten Gang, der ja nur mit geringem Zeitannteil genutzt wird, fließt die Leistung mit etwas höheren Verzahnungsverlusten über 4 Stirnradstufen.

Der 6. Gang ist ein Direktgang. In allen anderen Gängen liegen immer nur zwei Stirnradstufen im Leistungsfluss. Der Wirkungsgrad dieses Getriebes ist also aufgrund geringerer Schleppverluste eher höher als der herkömmlicher Strukturen.

Wenn man sich dieses Getriebe genau ansieht, erkennt man in der Struktur eine Gruppenschaltung. Gruppenschaltungen sind aus Nutzfahrzeuggetrieben bekannt und dienen dort zur Vervielfältigung der Gangzahl eines Hauptgetriebes. Das Windungsgetriebe nach **Bild 6** hat ein Hauptgetriebe mit 4 Gängen, die in 2 Gruppen genutzt werden. Deshalb ist dieses Getriebe wie andere Gruppenschaltgetriebe vorzugsweise für geometrische Gangabstufungen geeignet. Bei hoher Anzahl von Gängen, wie z.B. auch im 8-Gang-Automaten nach **Bild 3**, werden aber auch in Pkws die Gänge mehr geometrisch als progressiv gestuft, so dass dies kein grundsätzlicher Mangel ist.

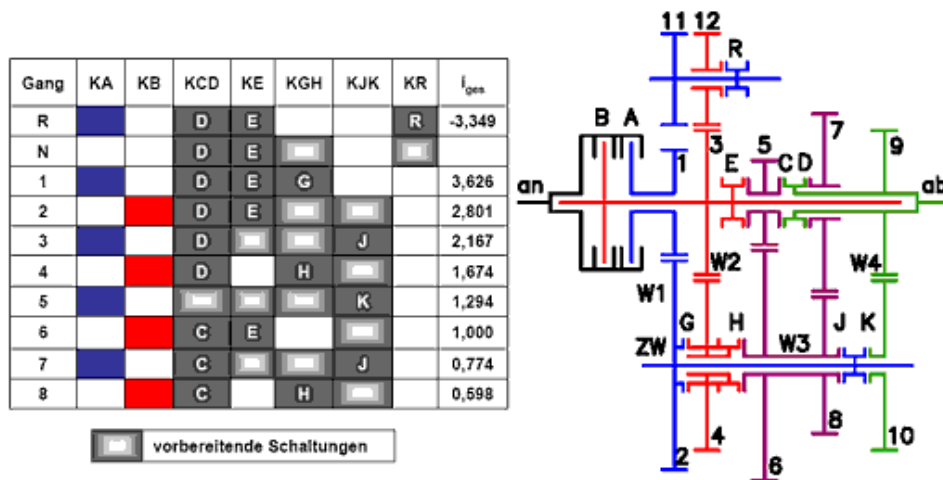


Bild 6: 8-Gang-Doppelkupplungsgetriebe mit Windungsstruktur

Bei kleinen bis mittleren Antriebsdrehmomenten von ca. 400 Nm bauen Doppelkupplungsgetriebe basierend auf Stirnradstufen ähnlich kompakt wie Automatikgetriebe. Bei hohen Antriebsdrehmomenten von bis zu 1000 Nm bauen Planetenradstufen aber schon deutlich kompakter als Stirnradstufen, deren hoch belastete Zahnräder dann auf dicken Wellen in tragfähigen und damit großen Lagern gehalten werden müssen. In Planetengetrieben mit mehreren Zahneingriffen kompensieren sich die Umfangs- und Radialkomponenten der Zahnkräfte und wirken nicht auf die Lagerungen der Wellen. Nur die Planetenradlagerungen werden durch die Verzahnungskräfte hoch belastet. Das führt dazu, dass häufig diese Planetenradlagerungen für den Durchmesser der Planetengetriebe entscheidend sind. Wegen der Leistungsverzweigung auf mehrere Planetenräder bauen dann aber trotzdem die Planetengetriebe je nach Standübersetzung ab einem bestimmten Drehmoment kleiner als Stirnradstufen. Deshalb ist es sinnvoll, basierend auf den bisherigen Überlegungen, Strukturen für Doppelkupplungsgetriebe in Planetenradbauweise zu suchen.

4 Doppelkupplungsgetriebe in Planetenradbauweise

Entscheidende Kriterien für die Wettbewerbsfähigkeit einer Getriebetechnologie sind Kosten und Bau- raum als Funktion der Komplexität sowie Drehmomentkapazität, Wirkungsgrad, Anzahl und Abstufung der lastschaltbaren Gänge. Für die Hersteller ist darüber hinaus dann noch wichtig, ob diese Getriebe auf schon vorhandenen Anlagen produziert werden können.

Ein Doppelkupplungsgetriebe in Planetenradbauweise sollte also bei gleicher Gangzahl nicht mehr Planetenradstufen benötigen als ein Automatikgetriebe. In der Planetengetriebestruktur sollten auch möglichst immer zwei Gänge von einem gemeinsamen Aktor schaltbar sein. Bei der Struktursynthese muss man dann noch darauf achten, dass alle Aktoren der Zahnkupplungen von Schaltgabeln betätigt werden können, die im Getriebegehäuse geführt werden. Die so gearbete einfache Zugänglichkeit der zu schaltenden Wellenverbindungen stellt in gekoppelten Planetengetrieben oft eine große Herausforderung dar.

Für einen hohen Wirkungsgrad sind niedrige Schleppverluste ganz entscheidend, die mit der Komplexität und der Anzahl der offenen Schaltelemente zunehmen. Unter dieser Zielsetzung könnte dann auch ein Dreikupplungsgetriebe interessant sein, wenn es für ausreichend viele Gänge nur noch ganz wenige Zahnkupplungen benötigt.

4.1 Planeten-Doppelkupplungsgetriebe mit zwei unabhängigen Getriebesträngen

Die naheliegendste Idee für ein Doppelkupplungsgetriebe in Planetenradbauweise besteht darin, für jeden der beiden Getriebestränge eine eigene Planetengetriebestruktur zu verwenden. Da jeder Getriebestrang 3, 4 oder später einmal 5 Gänge haben muss, braucht man nach **Tafel 1** dafür pro Getriebestrang 3 oder 4 Schaltelemente in einer Struktur aus mindestens zwei gekoppelten dreiwelligen Planetengetrieben.

Bild 7 zeigt die Struktur so eines Doppelkupplungsgetriebes in einer Ausführung für 6 Vorwärts- und einen Rückwärtsgang für eine Frontqueranwendung. Die Antriebswelle treibt die beiden Lastschaltkupplungen KA und KB. KA schaltet den Getriebestrang für die Gänge 1, 3 und 5. KB schaltet den Getriebestrang für die Gänge R, 2, 4, 6. Wenn der Rückwärtsgang auf dem Getriebestrang der geraden Gänge sitzt, ist eine Lastschaltung vom Rückwärtsgang in den 1. Vorwärtsgang möglich.

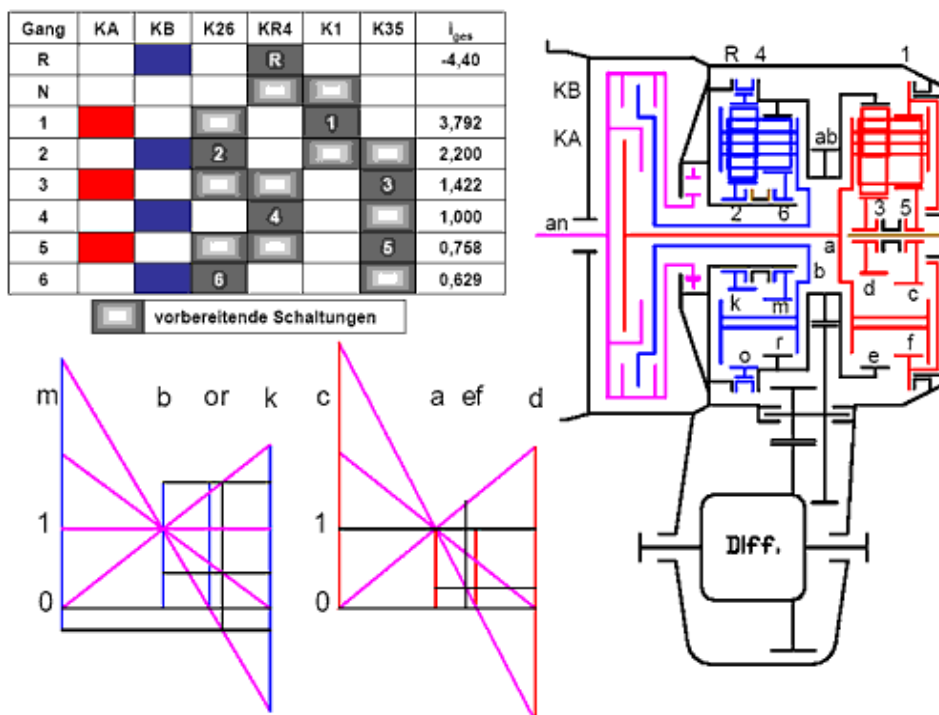


Bild 7: 6-Gang-Planeten-DKG mit unabhängigen Getriebesträngen

Bei 6 Vorwärtsgängen ist es sinnvoll, den 4. oder den 5. Gang als Direktgang mit der Übersetzung $i = 1$ auszulegen. Mit Planetengetrieben ist diese Übersetzung besonders einfach realisierbar, da dafür das Planetengetriebe durch Schließen von Kupplungen nur verblockt werden muss. Um in beiden Getriebesträngen jeweils nur drei Übersetzungen ungleich 1 zu haben, bietet sich hier der 4. Gang als Direktgang an.

Der Getriebestrang 1-3-5 benötigt somit ein Planetengetriebe mit zwei Underdrive- und einer Overdrive-Übersetzung. Der Getriebestrang R-2-4-6 benötigt ein Planetengetriebe mit einem Rückwärtsgang, einer Underdrive-Übersetzung, dem Direktgang und einer Overdrive-Übersetzung.

Der aus 4-Gang-Automatikgetrieben bekannte 4-wellige Ravigneaux-Planetenradsatz liefert 4 Vorwärts- und einen Rückwärtsgang. Der dritte Vorwärtsgang ist ein Direktgang. Zum Schalten der 5 Gänge benötigt er schon 5 Schaltelemente, von denen einige innen liegen und nur schwer oder gar nicht über Schaltgabeln erreichbar wären, die im Getriebegehäuse geführt sind. Für die Anwendung in so einem Doppelkupplungsgetriebe musste deshalb diese bekannte Getriebestruktur modifiziert werden.

Bild 7 zeigt neben der Getriebestruktur und deren Schaltlogik auch die normierten Drehzahlleiterdiagramme zu den Planetengetrieben beider Getriebestränge. Das Planetengetriebe für den 1-3-5-Getriebestrang besteht aus einem Planetenradträger a, der über die Kupplung KA von der Antriebswelle getrieben werden kann. Ein erstes Hohlräder e ist der Abtrieb dieses Getriebestranges, der permanent mit der Abtriebswelle in Verbindung steht. Für drei Übersetzungen zwischen a und e benötigt dieser Getriebeaufbau drei weitere Getriebeelemente, Sonnenräder oder Hohlräder, die zum Schalten dieser Übersetzungen mit dem Getriebegehäuse zu verbinden sind. Darin liegt auch der Hauptvorteil gerade dieser Teilgetriebestruktur, die keine Schaltgabeln braucht, die in Schalmuffen gleiten.

Die Standübersetzungen zwischen den Wellen dieses Planetengetriebes ergeben sich sofort bei Vorgabe der drei Getriebeübersetzungen aus dem dann definierten Drehzahlleiterdiagramm. Zum Schalten des 1. Ganges wird ein weiteres Hohlräder f mit dem Getriebegehäuse verbunden. Zum Schalten des 3. Ganges wird ein Sonnenrad d mit dem Getriebegehäuse verbunden. Zum Schalten des 5. Ganges wird ein weiteres Sonnenrad c mit dem Getriebegehäuse verbunden. Das Planetengetriebe a-c-d-e-f ist somit ein 5-welliges Getriebe mit einem Planetenträger, zwei Sonnenrädern und zwei Hohlrädern. Im Planetenradträger sitzen mehrere Sätze von jeweils 3 Planetenrädern. Der Hauptplanet kämmt mit den Zentralrädern c und f. Ein erster Zwischenplanet kämmt mit dem Hauptplaneten und dem Zentralrad d. Ein zweiter Zwischenplanet kämmt mit dem ersten Zwischenplaneten und dem Abtriebsrad e. Anstelle dieses Aufbaus der Planetenradsätze mit jeweils drei Planeten ist alternativ ein Aufbau mit einem Stufenplaneten und nur einem Zwischenplaneten möglich.

Das Planetengetriebe b-k-m-o-r für den R-2-4-6-Getriebestrang ist ganz ähnlich wie das erste Planetengetriebe aufgebaut. Auch hier wird die Stegwelle b angetrieben, diesmal über die Kupplung KB. Das Hohlräder r ist fest mit der Abtriebswelle verbunden. Die drei weiteren mit dem Getriebegehäuse verbindbaren Getriebeelemente sind das Hohlräder o zum Schalten des Rückwärtsganges, das Sonnenrad k zum Schalten des 2. Ganges und das Sonnenrad m zum Schalten des 6. Ganges. Zum Schalten des Direktganges werden zwei Wellen dieses Planetengetriebes, z.B. die Wellen o und r, miteinander verbunden. Die Kupplung KR4 ist die einzige Zahnkupplung, die über eine Gleitmuffe betätigt werden muss.

Insgesamt liefert diese Getriebestruktur 6 Vorwärtsgänge in einem Übersetzungsbereich von 3,792 bis 0,629. Dies entspricht einer marktgängigen Gesamtspreizung von 6,03. Auch die Gangabstufungen entsprechen in etwa den progressiven Stufungen des 6-Gang-Automatikgetriebes nach **Bild 1**.

Für Planetengetriebe gibt es immer mehrere kinematisch gleichwertige Alternativstrukturen. Für dieses Doppelkupplungsgetriebe ist es hier wichtig, möglichst die Alternative mit den größten Sonnenrädern zu nehmen. Denn durch das vordere Planetengetriebe müssen die beiden Teilantriebswellen a und b durchgeführt werden. Die vier Sonnenräder der beiden Planetengetriebe sind hier so groß, dass die vom Gehäuse aus betätigten Schaltelemente direkt zwischen den Sonnenrädern sitzen können. Dies führt zu einem sehr kurz und kompakt bauenden Getriebe, das insbesondere für Frontqueranwendungen interessant sein könnte.

Weil die einzelnen Getriebestränge der Getriebestruktur nach **Bild 7** nur 3 oder 4 Gänge haben, benötigt diese Struktur bereits für 6 Vorwärtsgänge zwei 5-wellige Planetengetriebe. Das entspricht ungefähr dem Aufwand von 4 dreiwelligen Planetengetrieben, mit denen in Automatikgetrieben heute schon 8 und mehr Vorwärtsgänge geschaltet werden können. Bei den künftigen Forderungen nach mehr als 6 Vorwärtsgängen ist so eine Getriebestruktur für Doppelkupplungsgetriebe dann wahrscheinlich nicht mehr zielführend.

4.2 Planeten-Doppelkupplungsgetriebe mit zwei gekoppelten Getriebesträngen

Der Clou des Lepelletier-Planetenradsatzes nach den Bildern 1 und 2 besteht darin, dass das antriebsseitige 3-wellige Planetengetriebe für eine clevere Mehrfachnutzung der Drehzahlüberlagerungen im abtriebsseitigen Ravigneaux-Planetengetriebe genutzt wird. Mit der gleichen Anzahl Schaltelemente wie beim alten 4-Gang-Automaten lassen sich so 2 Vorwärtsgänge mehr schalten. Mit nur einem Schaltelement mehr ergeben sich insgesamt 4 zusätzliche Vorwärtsgänge.

Auch für Doppelkupplungsgetriebe in Stirnradbauweise gibt es, wie bereits oben beschrieben, viele Möglichkeiten, die Strukturen so auszubauen, dass einige Stirnradstufen mehrfach genutzt werden. Eine Möglichkeit war die Mehrfachnutzung der Übersetzungen eines Hauptgetriebes in mehreren Ganggruppen, die ein Gruppengetriebe umschaltet.

Bild 8 zeigt nun ein Dreikupplungsgetriebe in Planetenradbauweise, das ebenfalls aus einem Hauptgetriebe und einem Getriebe für eine Gruppenschaltung besteht. **Bild 9** zeigt eine konstruktive Umsetzung dieser Struktur. Dieses Getriebe hat 7 progressiv gestufte Vorwärtsgänge in einem Übersetzungsbereich von $4,353 > i > 0,599$. Dies entspricht einer Spreizung von $\Psi = 7,27$. Hier dargestellt ist eine Variante für einen Längseinbau zwischen einem Verbrennungsmotor und einer angetriebenen Hinterachse. **Bild 10** zeigt die Struktur so eines Dreikupplungsgetriebes für eine Frontqueranwendung und eine kleinere Gesamtspreizung von nur $\Psi = 6,07$.

Beide Strukturen haben antriebsseitig ein Hauptgetriebe mit drei reibschlüssig lastschaltbaren Übersetzungen und abtriebsseitig ein Gruppengetriebe, bei dem zur Umschaltung Zahnkupplungen eingesetzt werden. Bei dem Getriebe nach **Bild 8** hat das Hauptgetriebe ein 4-welliges Planetengetriebe. Die Antriebswelle des Getriebes treibt ein erstes Hohlrad h. Ein zweites Hohlrad a ist mit dem Getriebegehäuse fest verbunden. Der Planetenträger b weist mehrere Sätze miteinander und mit je einem Hohlrad kämmender Planeten auf. Er dreht langsamer als der Antrieb. Ein Sonnenrad c greift noch so ins Planetengetriebe ein, dass es schneller als der Antrieb dreht. Der linke Teil des Drehzahlleiterdiagramms verdeutlicht die Drehzahlen in diesem Hauptgetriebe. Im Getriebe nach **Bild 10** ist das

Hauptgetriebe auf zwei 3-wellige Planetengetriebe aufgeteilt. Aber auch hier gibt es eine Welle h, die fest mit der Antriebswelle verbunden ist, eine langsam laufende Welle b und eine schnell laufende Welle c.

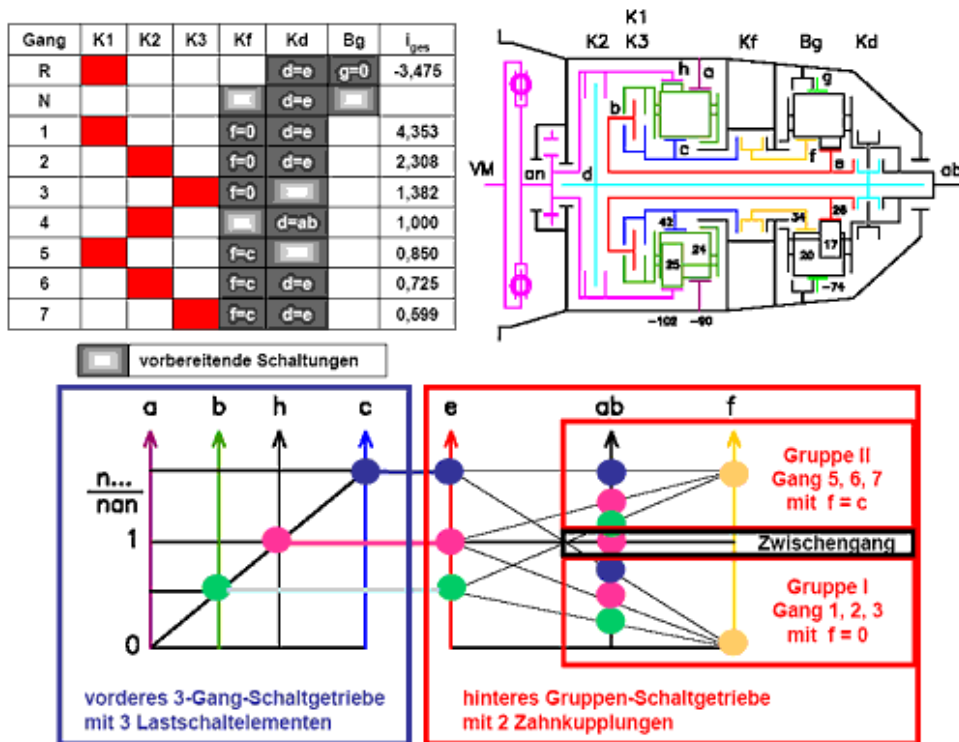


Bild 8: 7-Gang-Planeten-DKG mit verkoppeltem Hauptgetriebe und Gruppengeräte für eine Standardanwendung

Von den drei reibschlüssige Lastschaltkupplungen im Getriebe nach **Bild 8** kann Kupplung K1 die langsame Welle b mit einer Welle e verbinden. Kupplung K2 kann die Welle h mit einer Welle d verbinden. Kupplung K3 kann die schnelle Welle c wieder mit der Welle e verbinden.

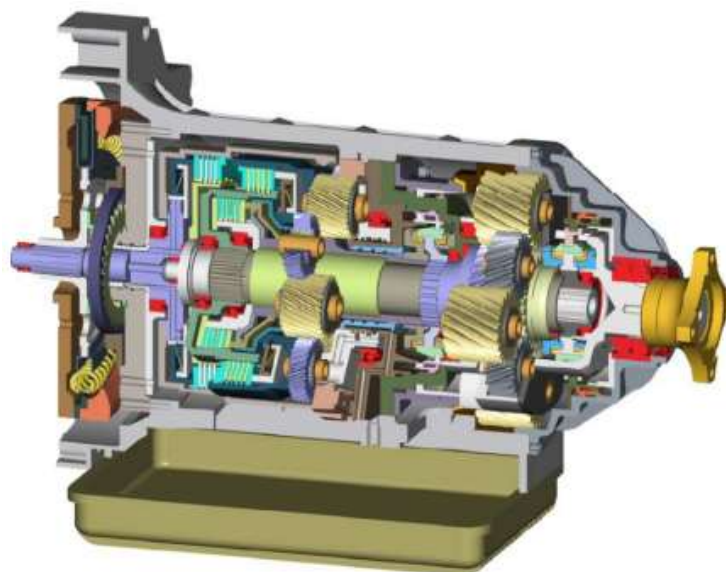


Bild 9: Konstruktion des 7-Gang-Planeten-DKG nach **Bild 8**

Die Welle e ist eine Sonnenradwelle des Gruppengetriebes. Eine zweite Sonnenradwelle f ist über eine Zahnkupplung Kf mit dem Getriebegehäuse verbindbar. Beide Sonnenräder greifen in Planetenräder ein, die miteinander kämmen und in einem Planetenträger gelagert sind, der den Abtrieb des Getriebes bildet. Zwischen den Wellen e und f gibt es somit eine negative Standübersetzung $i_{e,f} = -1.25$. Bei gehäusefester Welle f ergibt sich so eine Umlaufübersetzung von e nach ab von $i_{e,ab} = 2.25$ ins Langsame.

In der ersten Ganggruppe mit den Gängen 1, 2 und 3 ist die Welle d mittels der Zahnkupplung Kd mit der Sonnenradwelle e verbunden. Die ersten drei Gänge ergeben sich nun in der Weise, dass nacheinander die Wellen b, h und c mit den Kupplungen K1, K2 und K3 mit der Sonnenradwelle e verbunden werden. Mit der konstanten Umlaufübersetzung $i_{e,ab}$ erhält man hohe Underdriveübersetzungen.

In der ersten Ganggruppe mit den Gängen 1, 2 und 3 ist die Welle d mittels der Zahnkupplung Kd mit der Sonnenradwelle e verbunden. Die ersten drei Gänge ergeben sich nun in der Weise, dass nacheinander die Wellen b, h und c mit den Kupplungen K1, K2 und K3 mit der Sonnenradwelle e verbunden werden. Mit der konstanten Umlaufübersetzung $i_{e,ab}$ erhält man hohe Underdriveübersetzungen.

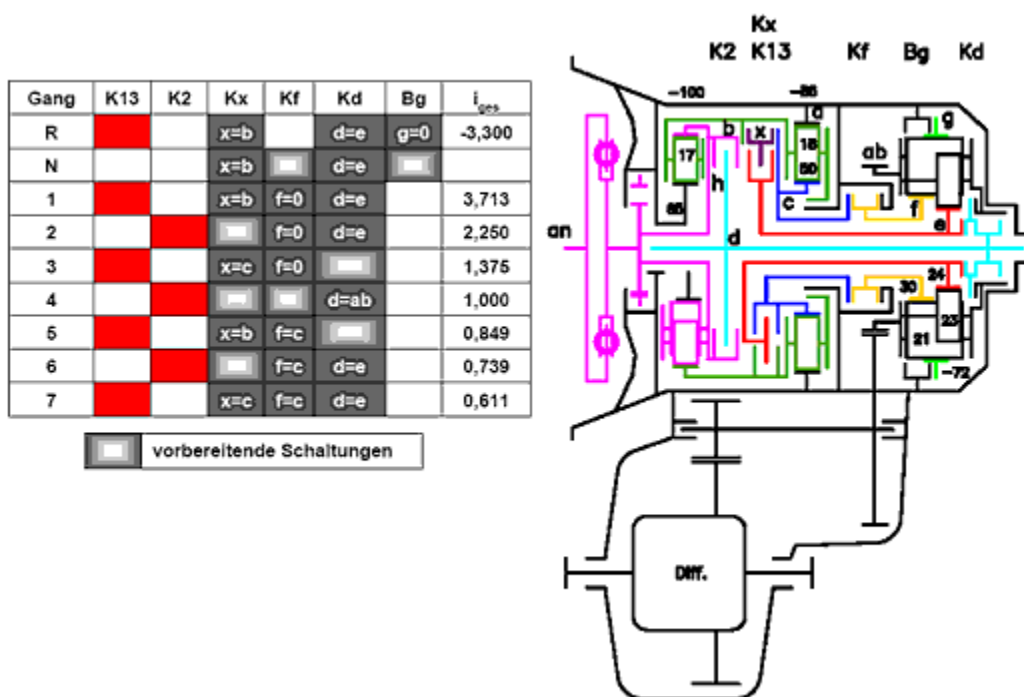


Bild 10: 7-Gang-Planeten-DKG mit verkoppeltem Haupttrieb und Gruppentrieb für eine Frontqueranwendung

Zur Schaltung des 5. Ganges wird wieder Kupplung K1 geschlossen und K2 geöffnet. Die Übersetzung des 5. Ganges ergibt sich nun aus der Überlagerung der Drehzahl der langsamen Welle b mit der Drehzahl der schnellen Welle c im Gruppengetriebe.

Im 5. Gang kann nun die hier lastfreie Welle d wieder vom Abtrieb getrennt und mit der Sonnenradwelle e verbunden werden. Damit ist der 6. Gang vorbereitet und kann durch Schließen von K2 lastgeschaltet werden. Zur Umschaltung in den 7. Gang wird wieder K3 geschlossen. Das Gruppengetriebe

riebe läuft dann als Block um. Die maximale Abtriebsdrehzahl entspricht der Drehzahl der schnellen Welle c.

In der zweiten Ganggruppe mit den Gängen 5, 6 und 7 bewirkt das Gruppengetriebe keine feste Übersetzung, sondern eine variable Überlagerung der Drehzahlen des Hauptgetriebes, die an Welle e anliegen, mit der Drehzahl der schnellen Welle c, die mit Welle f verbunden ist. Nur dieser Trick ermöglicht die progressive Gangabstufung über alle 7 Gänge.

Konzeptionell werden also die beiden Ganggruppen 1,2,3 sowie 5,6,7 durch den direkten 4. Gang getrennt. Nur dadurch werden in dem Gruppengetriebe vorbereitende Schaltungen möglich, für die Zahnkupplungen mit Synchronisierungen als Schaltelemente ausreichen. Die Leistung kann also auf zwei verschiedenen Wegen durch das Gruppengetriebe fließen oder ganz an diesem vorbei. Deshalb haben wir dieses Getriebe auch Multistranggetriebe genannt.

Ein weiterer Vorteil dieser Struktur ist, dass in den Overdrivegängen die Lastschaltkupplungen sehr niedrig belastet sind. Der Hauptanteil der Leistung fließt dann nämlich über die Zahnkupplung Kf an den Lastschaltelementen vorbei. Rückfließende Leistungen, wie es sie in anderen Automatikgetrieben gibt, kommen im Multistrang-Getriebe nicht vor.

Zwischen den Overdrivegängen und den drei Underdrivegängen kann dieses Getriebe beliebig umschalten. Insbesondere im mit hohem Zeitanteil gefahrenen Overdrive ist dies ein nicht zu unterschätzender Vorteil gegenüber klassischen Doppelkupplungsgetrieben.

Eine Lastschaltung von einem Underdrivegang zu einem Overdrivegang, z.B. vom 1. Gang in den 5. Gang, erfordert immer die Zwischenschaltung des Direktganges (hier also 1-4-5). Mit Zugkraftunterbrechung sind in diesem Getriebe wie in allen anderen Getrieben natürlich beliebige Gangwechsel möglich.

Um aus dem Dreikupplungsgetriebe nach **Bild 8** ein Doppelkupplungsgetriebe nach **Bild 10** zu machen, ersetzt man die beiden Lastschaltkupplungen K1 und K3 durch eine einzige Lastschaltkupplung K13 und eine zweiseitig wirkende Zahnkupplung auf einer zusätzlichen Zwischenwelle. Auf diese Weise erhält man ein Doppelkupplungsgetriebe, bei der von Gang zu Gang immer zwischen den Kupplungen K13 und K2 umgeschaltet wird. Hierdurch steigt jedoch der Aufwand für Wellenlagerungen, Aktorik für Zahnkupplungen und Ölzuführung zum Schaltelement K13. Deshalb hat das Dreikupplungsgetriebe in Hinblick auf den Gesamtwirkungsgrad Vorteile gegenüber so einer Doppelkupplungsvariante.

Das Gruppengetriebe mit zwei Sonnenrädern und einem Planetenträger als Abtriebswelle bietet noch den Vorteil, den Abtrieb hinter das Gruppengetriebe oder zwischen Hauptgetriebe und Gruppengetriebe zu legen. Mit so einer Struktur lassen sich somit alle heute gängigen Abtriebsanforderungen bedienen.

Für drei Rückwärtsgänge erhält das Gruppengetriebe noch ein Hohlrad, das über eine weitere Zahnkupplung mit dem Getriebegehäuse verbindbar ist.

Ein gesonderter Rückwärtsgang könnte in Hybridanwendungen entfallen, wenn die Rückwärtsfahrt rein elektrisch abgedeckt wird. Für Hybridanwendungen ist es wichtig, eine möglichst kleine E-Maschine so mit dem Antriebsstrang zu verbinden, dass ihr Kennfeld optimal ausgenutzt werden kann.

In so einem Multistranggetriebe bietet sich die schnell drehende Welle c als Koppelwelle für die Anbindung einer E-Maschine an. **Bild 11** zeigt dazu eine erste Konstruktion. Zum Start des Verbrennungsmotors kann hier die Übersetzung $i_{h,c} = 1/1,67$ zwischen der Welle h und der Welle c genutzt werden. Zum rein elektrischen Fahren hat diese Welle c auch große Übersetzungen zwischen $7,2 > i > 1_{c,ab}$ zur Abtriebswelle. 100 Nm an der E-Maschine erzeugen damit schon maximal über 700 Nm am Getriebeabtrieb. Da reicht schon eine kleine E-Maschine zum Rangieren.

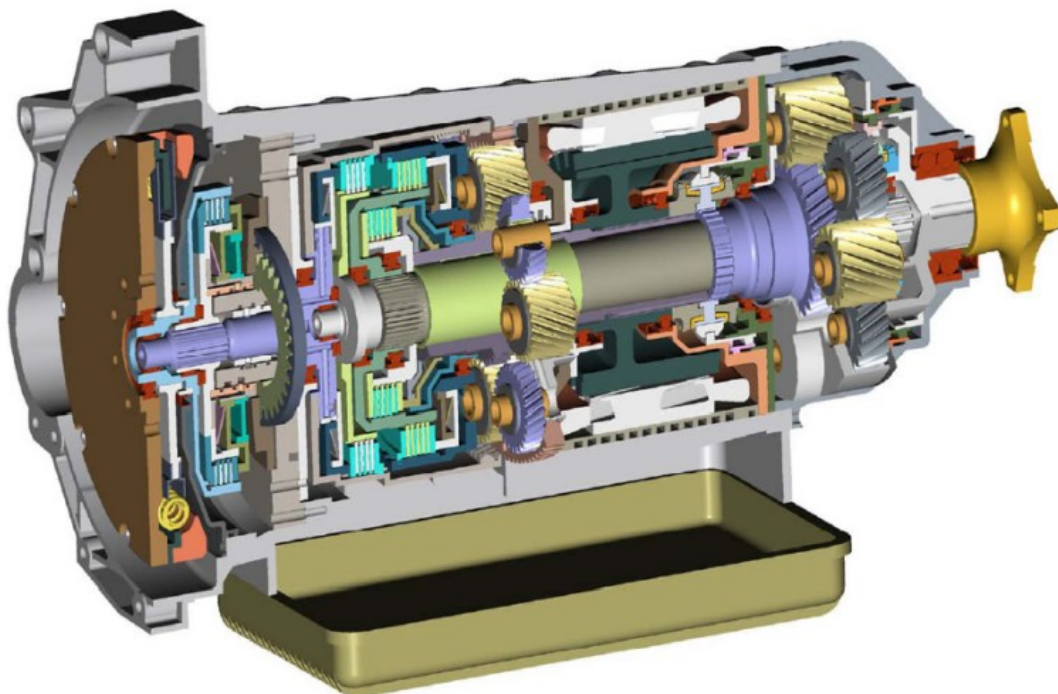
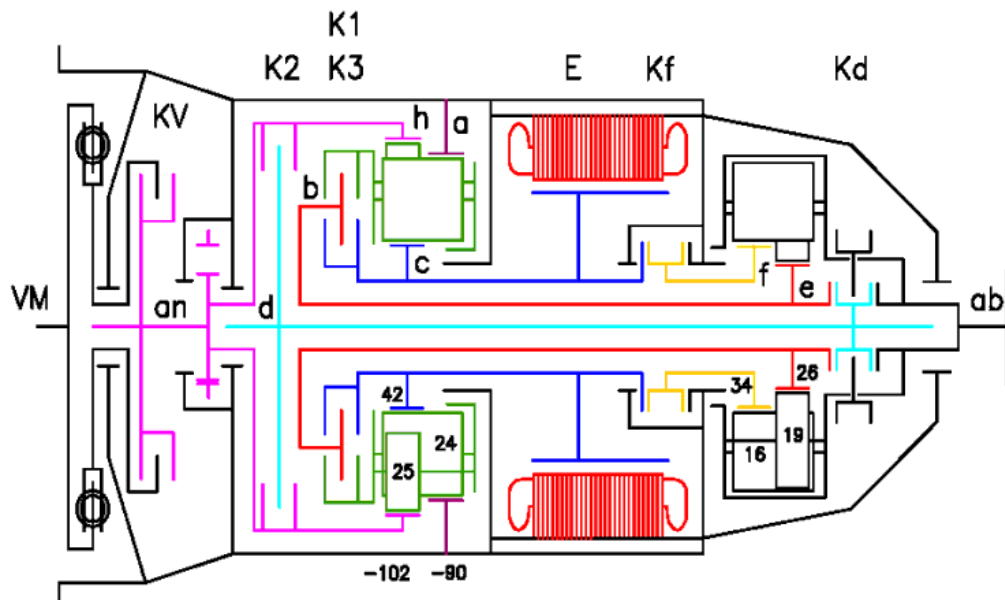


Bild 11: 7-Gang-Hybrid-Planeten-DKG

Schon bei niedrigen Antriebsdrehzahlen des Verbrennungsmotors erreicht die E-Maschine bei dieser Ankopplung Drehzahlen, bei der sie auf maximaler Leistung betrieben werden kann. Das führt zu einem hohen Erfüllungsgrad bei allen hybriden Zusatzfunktionen.

Die **Bilder 9** und **11** zeigen noch konstruktive Entwürfe für diese Multistranggetriebe. Für ein maximales Antriebsdrehmoment von 600 Nm baut das Getriebe nach **Bild 9** mit etwas über 500 mm Länge sehr kurz. Alle drei Lastschaltkupplungen können direkt vom Getriebegehäuse mit Drucköl versorgt werden. Die Kupplung K1 ist für die Anfahrbelastung ausgelegt. Das Getriebe braucht also keinen zusätzlichen Wandler.

Die Kupplung KV in der Hybridvariante nach **Bild 11** dient nur zur Abkopplung des Verbrennungsmotor beim rein elektrischen Fahren, um dann auch dessen Schleppverluste zu sparen. In der Hybridvariante brauchen beide Doppelzahnkupplungen (Kd und Kf) keine Mittelstellung. Dies vereinfacht auch hier den mechanischen Aufbau.

5 Zusammenfassung

Der Wettstreit zwischen den Getriebetechnologien ist voll entbrannt. Er stellt sich aber nicht als reines Wettrennen nach immer mehr Gängen dar, sondern vielmehr als intensive Suche nach dem besten, sprich nützlichsten Gesamtkonzept.

Momentan haben wieder einmal die Automatikgetriebe mit Planetenradsätzen konzeptionell die Nase vorn. Sie ermöglichen mehr als 8 Vorwärtsgänge in einer Spreizung wenn gewünscht bis zu $\Phi > 8$ mit einem Minimum an Schaltelementen. Auch bei sehr hohen Antriebsdrehmomenten bauen diese Getriebe klein. Die Gangwechsel erfolgen mittlerweile so schnell und komfortabel, dass selbst stufenlose Getriebe kaum noch einen verkaufbaren Zusatznutzen bieten.

Das Hauptproblem der CVT bleibt die für viele europäische Anwendungen zu geringe Drehmomentkapazität und die schon bald zu geringe Spreizung zumindest der mechanischen Variatoren. Beides kann man zwar durch Leistungsverzweigung über mehrere Fahrbereiche auf ausreichend hohe Werte steigern. Damit steigt aber auch die Komplexität dieser Getriebe und die Wettbewerbsfähigkeit sinkt.

Bei nur 6 Vorwärtsgängen und bis zu mittleren Antriebsdrehmomenten haben Doppelkupplungsgetriebe konzeptionelle Vorteile gegenüber Automatikgetrieben mit gleicher Gangzahl. Für 8 und 9 Vorwärtsgänge braucht man hier aber neue Konzepte mit Mehrfachnutzungen einzelner Stirnradstufen, um nicht zu groß und zu schwer zu werden.

Die Synthese guter Doppelkupplungsgetriebe in Planetenradbauweise ist noch schwieriger als die Synthese guter Vielgang-Automaten mit wenig Schaltelementen. Denn für nur 3 bis 5 Gänge in jedem der beiden Getriebestränge braucht man schon einige Getriebestufen und 3 bis 4 Zahnkupplungen, zuzüglich der beiden Lastschaltkupplungen.

Ein erfolgversprechender Weg ist die Suche nach gekoppelten Planetengetriebestrukturen wie bei den Automatikgetrieben, bei denen aber nur einige Schaltelemente lastschaltbar sein müssen und die anderen Zahnkupplungen sein können. Das geht aber nur, wenn das Gesamtsystem Teilstrukturen aufweist, die vorbereitend geschaltet werden können. Solche Strukturen haben dann freie Wellen zwischen den Planetenradstufen, die die bisherigen rechnergestützten Syntheseprogramme nicht berücksichtigten. So ein Kriterium lässt sich aber in die Strukturanalyse einbinden. Ein weiteres Kriterium ist, dass die Zahnkupplungen von außen zugänglich sein müssen, damit man sie über Schaltgabeln vom Getriebegehäuse aus betätigen kann.

Tatsächlich findet man dann auch solche Strukturen wie z.B. die hier vorgestellten Multistrang-Getriebe mit drei Lastschaltkupplungen und zwei Doppelzahnkupplungen. Multistrang-Getriebe sind eine Kombination aus Planetengetriebe, Doppelkupplungsgetriebe und Gruppenschaltgetriebe. Das vordere Planetengetriebe hat 3 Lastschaltelemente für 3 Gänge. Das hintere Planetengetriebe ermöglicht eine Gruppenschaltung. Zwischen beiden Ganggruppen liegt der direkte Gang mit $i=1$. Dies ermöglicht die Gruppenschaltungen als vorbereitende Schaltungen mit Zahnkupplungen auszuführen. In der Underdrive-Gruppe wird das hintere Planetengetriebe als Übersetzungsstufe mit fester Übersetzung genutzt, in der Overdrive-Gruppe aber als Überlagerungsgetriebe. Dadurch ergibt sich eine progressive Abstufung aller 7 Vorwärtsgänge mit Gesamtspreizungen im Bereich $6 < \Psi < 7,5$.

Die Drehrichtungsumkehr für 3 Rückwärtsgänge wird im hinteren Gruppenschaltgetriebe über ein zusätzliche Hohlrad realisiert. Interessanter ist aber die Hybridvariante des Multistranggetriebes, da dann diese mechanische Reversierstufe entfällt. Mit der stets schnell drehenden Welle c hat das vordere Planetengetriebe eine Welle, die für die Ankopplung einer E-Maschine zugänglich und sehr gut geeignet ist. Bei hohen Übersetzungen zur Antriebs- und zur Abtriebswelle reicht hier schon eine kleine E-Maschine für hohe Motorstart-Drehmomente und für hohe Abtriebsdrehmomente beim rein elektrischen Rangieren, sowie beim Boosten und elektrischen Bremsen. So könnte man das Multistrang-Getriebe schrittweise auch zu einem sehr leistungsfähigen Hybridgetriebe weiterentwickeln.

Mit den zusätzlichen Anforderungen an Hybridantriebe ist der Wettstreit der Getriebekonzepte sowie schon in eine neue Runde gegangen.

Quellen

[1]

G. Lechner, H. Naunheimer: Fahrzeuggetriebe. Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion. Springer-Verlag (1994), ISBN 3-540-57423-9

[2]

Zahnradfabrik Friedrichshafen AG: Mehrstufengetriebe. Offenlegungsschrift DE 10 2005 002 337 (Anmeldung vom 17.01.2005)

[3]

Volkswagen AG: Lastschaltgetriebe nach dem Doppelkupplungsprinzip. Offenlegungsschrift DE 4206033 A1 (Anmeldung vom 27.2.1992)

[4]

Volkswagen AG: Verfahren zum Schalten eines Doppelkupplungsgetriebes und Doppelkupplungsgetriebe mit Synchronisierereinrichtung. Patentschrift DE 19631983 C1 (Anmeldung vom 08.08.1996)

[5]

Volkswagen AG: Verfahren zum Schalten eines Doppelkupplungsgetriebes und Doppelkupplungsgetriebe. Offenlegungsschrift DE 19711820 A1 (Anmeldung vom 31.03.1997)

[6]

Volkswagen AG: Doppelkupplungsgetriebe. Offenlegungsschrift DE 19821164 A1 (Anmeldung vom 12.05.1998)

[7]

Volkswagen AG: Doppelkupplungsgetriebe. Offenlegungsschrift DE 19944879 A1 (Anmeldung vom 18.09.1999)

[8]

Volkswagen AG: Automatisiertes Doppelkupplungsgetriebe und Verfahren zur Steuerung eines auto-

matisierten Doppelkupplungsgetriebes. Offenlegungsschrift DE 19950679 A1 (Anmeldung vom 21.10.1999)

[9]

Ford Global Technologies: Doppelkupplungsanordnung für zugkraftunterbrechungsfrei schaltbare Vorgelege-Wechselgetriebe. Offenlegungsschrift DE 19747332 A1 (Anmeldung vom 27.10.1997)

[10]

Daimler Chrysler AG: Doppelkupplungs-Mehrganggetriebe. Patentschrift DE 19937716 C1 (Anmeldung vom 10.08.1999)

[11]

Dr.-Ing. h.c. F. Porsche AG: Doppelkupplungsanordnung. Offenlegungsschrift DE 19915521 A1 (Anmeldung vom 07.04.1999)

[12]

GETRAG Getriebe- und Zahnradfabrik Hermann Hagenmeyer GmbH & Cie.: 6-Gang-Doppelkupplungsgetriebe. Patentschrift DE 4330170 C2 (Anmeldung vom 07.09.1993)

[13]

GETRAG Getriebe- und Zahnradfabrik Hermann Hagenmeyer GmbH & Cie.: Doppelkupplung. Offenlegungsschrift DE 19833376 A1 (Anmeldung vom 24.07.1998)

[14]

Robert Bosch GmbH: Getriebe für ein Kraftfahrzeug, insbesondere Doppelkupplungs-Schaltgetriebe, und Verfahren zum Betreiben des Getriebes. Offenlegungsschrift DE 19850549 A1 (Anmeldung vom 03.11.1998)

[15]

T. Hagenmeyer, S. Rinderknecht, G. Rühle: Entwicklungstendenzen in der Getriebetechnik. VDI-Berichte 1610 (2001)

[16]

P. Tenberge: Double Clutch Transmission – Power-Shiftable Winding Transmission. International Conference on Gears. VDI-Berichte 1665 (2002), 1033 – 1050

[17]

Zahnradfabrik Friedrichshafen AG: Planetengetriebe, insbesondere Doppelkupplungsgetriebe in Planetenbauweise. Offenlegungsschrift DE 10 2004 014 082 A1 (Anmeldung vom 23.03.2004)

[18]

P. Tenberge, M. Leesch, J. Müller, M. Vornehm: E-CVT Hybridantrieb mit Umschlingungs-CVT. VDI-Berichte 1943 (2006), 343 ... 362.

Autor

Prof. Dr. P. Tenberge

Technische Universität Chemnitz
Fakultät für Maschinenbau

Reichenhainer Str. 70
D-09120 Chemnitz

Tel.: +49 (0) 371/531-33719
Fax: +49 (0) 371/531-23009

e-mail: peter.tenberge@mb.tu-chemnitz.de
Internet: www.tu-chemnitz.de