

E-Automat

Automatikgetriebe mit *Esprit*

Prof. Dr. Peter Tenberge, Chemnitz

0 Zusammenfassung

Durch die Entwicklung des „Multitronic“-Getriebes von Audi und anderer guter CVT motiviert, haben einige Automatikgetriebehersteller 6-Gang-Automaten entwickelt, die kurz vor der Serieneinführung stehen. Die Strukturen dieser Getriebe lassen sich leicht zu 7- bis 9-Gang-Automaten erweitern, die man in einem großen Übersetzungsbereich mit einer Anfahrkupplung anstelle eines hydrodynamischen Wandlers betreiben kann. Ersetzt man den Wandler durch eine kleine E-Maschine, erhält man weitere sinnvolle Funktionen vom Starter-Generator bis zu einem teilweise stufenlosen Fahrbetrieb.

The development of Audis „multitronic“-CVT and other continuously variable transmissions motivated some gearbox manufacturers to create new 6-speed automatic transmissions that will be soon ready for mass production. The structures of these transmissions can easily be extended to 7- up to 9-speed transmissions that can operate in a large range of ratio and start a vehicle well with a clutch instead of a torque converter. A small electric starter/generator in the space of the previous torque converter offers additional functions as comfortable engine starts and stops, energy recuperation or a CVT-mode.

1 Einleitung

Bis vor wenigen Jahren war der Markt für Pkw-Getriebe sehr übersichtlich gegliedert. Im unteren Marktsegment dominierten die Handschaltgetriebe und bei den komfortorientierten Anwendungen im oberen Marktsegment setzten sich mehr und mehr die Automatikgetriebe durch. Die Getriebe wurden zwar von Jahr zu Jahr besser, aber es gab keinen starken konzeptionellen Wettbewerb. Die wenigen Versuche in den 80er und 90er Jahren, andere, z.B. stufenlose Pkw-Getriebe zu etablieren, scheiterten. Auch verschiedene Getriebeentwicklungen japanischer Hersteller setzten sich nicht in Europa durch, weil all diese Getriebe die theoretischen Vorteile in der Praxis nicht lieferten. Die Entwickler der somit konkurrenzlosen konventionellen Technologien fühlten sich so immer sicherer. Einige Automatikgetriebebauer waren sich damals sogar sicher, dass man niemals Getriebe mit mehr als 5 Gängen (Bild 1) benötigen würde.

Doch dann kam Audi und baute mit hervorragenden Zulieferern wie LuK das „Multitronic“-CVT (Bild 2). Dieses im Detail mit vielen neuen Ideen gut konstruierte stufenlose Getriebe und eine sehr clevere Fahrstrategie setzten neue Maßstäbe beim Fahrkomfort ohne Abstriche bei Fahrdynamik, Kraftstoffverbrauch und Gewicht. Und dieses Getriebe hat noch Potenzial für weitere Verbesserungen hinsichtlich Wirkungsgrad, z. B. durch Reduzierung der hydrau-

lichen Verluste in den Drehmomentfühlern, und zur Steigerung des zulässigen Antriebsdrehmomentes.

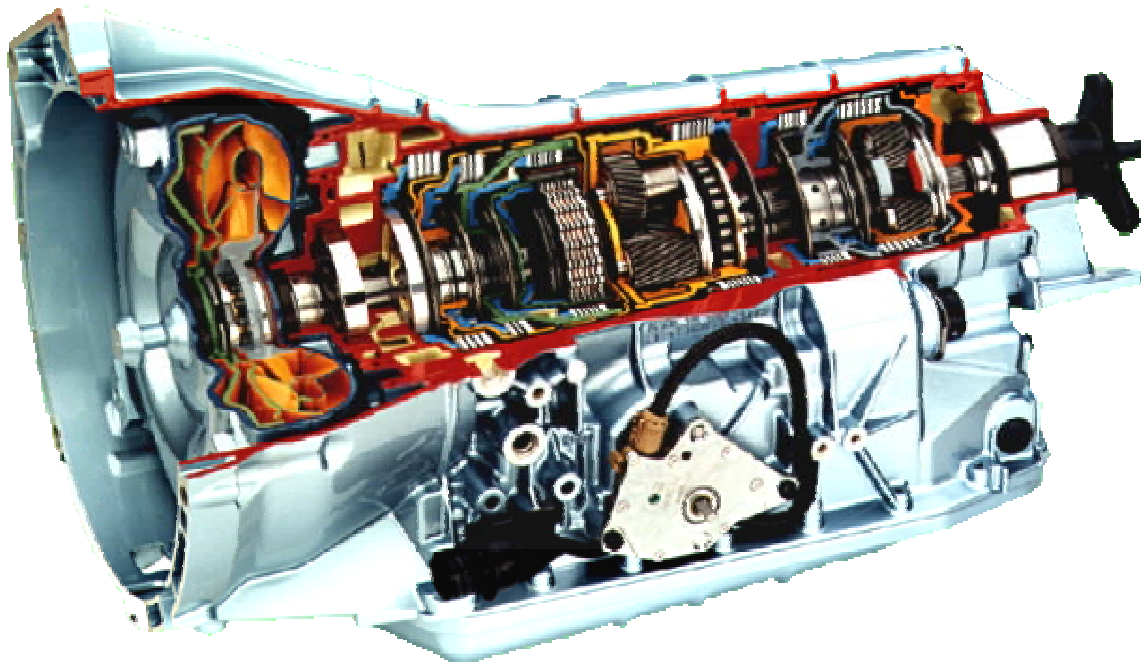


Bild 1 Moderne 5-Gang-Automaten wie das 5HP19 von ZF stellen heute den Weltstandard in der Komfortklasse dar

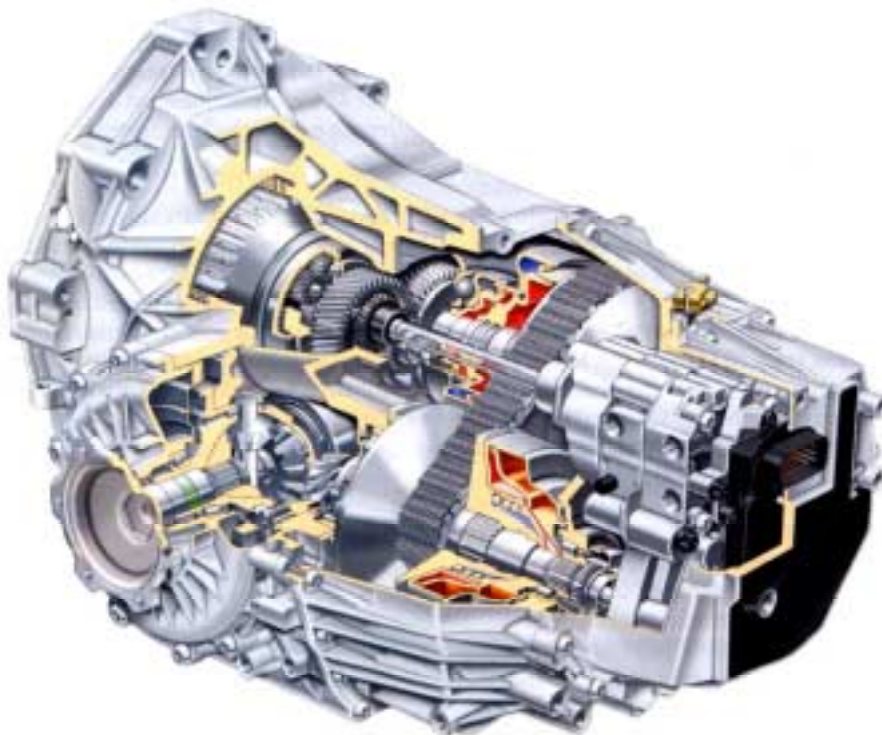


Bild 2 CVT wie das neue „Multitronic“-Getriebe von Audi sind die Herausforderer im Getriebewettbewerb

In Japan stellte Nissan Ende 1999 mit dem „Extroid“-CVT ein erstes Reibradgetriebe in der Komfortklasse vor. Auch wenn dieses Getriebe noch zu schwer und zu teuer ist und wegen einer überdimensionierten Hydraulik einen zu schlechten Wirkungsgrad hat, so erkennt man doch das technische Potenzial der rollreibenden und damit extrem leisen, komfortablen stufenlosen Kraftübertragung.

Und auch die Handschaltgetriebe werden derzeit durch automatisierte Schaltungen und automatisiertes Anfahren verbessert, um zumindest einen Teil des heutigen Automatikgetriebemarktes zu erkämpfen.

Diese Entwicklungen haben den Ehrgeiz der Automatikgetriebe-Ingenieure neu angestachelt. Und so wird es schon bald neue 6-Gang-Automatikgetriebe (Bild 3) geben, die die Messlatte bzgl. Leistungsgewicht, Schaltkomfort, Wirkungsgrad, Übersetzungsspreizung und damit Kraftstoffverbrauch ein gehöriges Stück nach oben schieben. Außerdem lassen die neuen Getriebestrukturen der 6-Gang-Automaten noch viel Raum für Erweiterungen auf 7 Gänge (Bild 6) bis 9 Gänge (Bild 7) und auf elektromechanische Hybridstrukturen (Bild 8) mit vielen Zusatzfunktionen und Vorteilen.

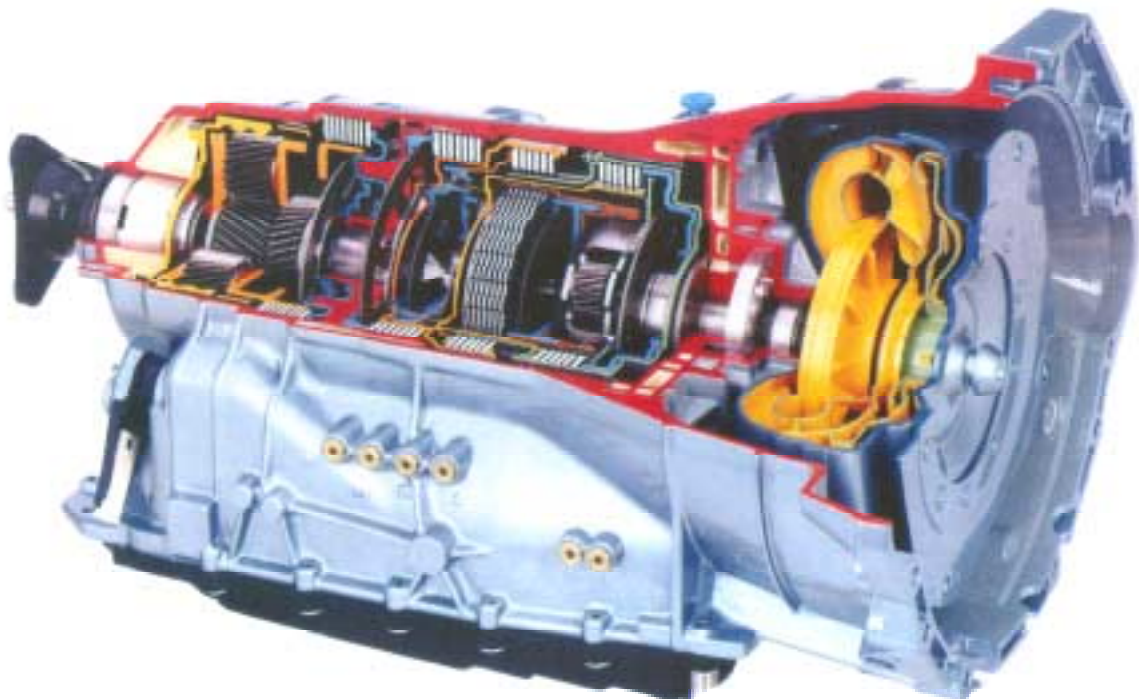


Bild 3 Eine neue Klasse von 6-Gang-Automatikgetrieben wie das 6HP26 von ZF definiert neue Benchmarks

2 Automatikgetriebe mit 4 bis 9 Gängen

Das als Ravigneaux-Satz bekannte vierwellige Planetengetriebe ist die Basis vieler 4-Gang-Automaten. Bild 4 zeigt ein Schema, die Schaltlogik und ein Drehzahlleiterdiagramm dieses

Getriebes. Das Getriebeschema verdeutlicht die Anordnung der Zahnräder und Schaltelemente. Die Sonnenräder B, C und der Planetenträger S lassen sich über die Kupplungen KB, KC und KS mit der Welle A verbinden, die von der Wandlerturbine ins Schaltgetriebe geht. Die Wellen S und C können mittels der Bremsen BS und BC mit dem Getriebegehäuse verbunden werden.

Ein Planetengetriebe dieser Art hat den kinematischen Freiheitsgrad 2. Das heißt, bei Vorgabe von zwei Drehzahlen liegen alle anderen Drehzahlen fest. Die einzelnen Gänge werden so geschaltet, dass über zwei Schaltelemente die Drehzahlen von zwei Wellen entweder als Antriebsdrehzahl n_{an} , oder als Gehäusedrehzahl $n_G=0/\text{min}$ definiert werden.

Das Drehzahlleiterdiagramm verdeutlicht die Drehzahlverhältnisse im Getriebe. Auf den zu den einzelnen Wellen des Überlagerungs/Schaltgetriebes gehörigen Drehzahlleitern sind nach oben die Drehzahlen aufgetragen. Die Abstände der Drehzahlleitern ergeben sich aus den Übersetzungen bzw. Zähnezahlen so, dass sich die zu einem bestimmten Betriebspunkt gehörenden Drehzahlen durch eine Gerade verbinden lassen. Bei einer bestimmten Antriebsdrehzahl kennzeichnen die fünf Betriebslinien die Drehzahlverhältnisse in vier Vorwärts- und einem Rückwärtsgang.

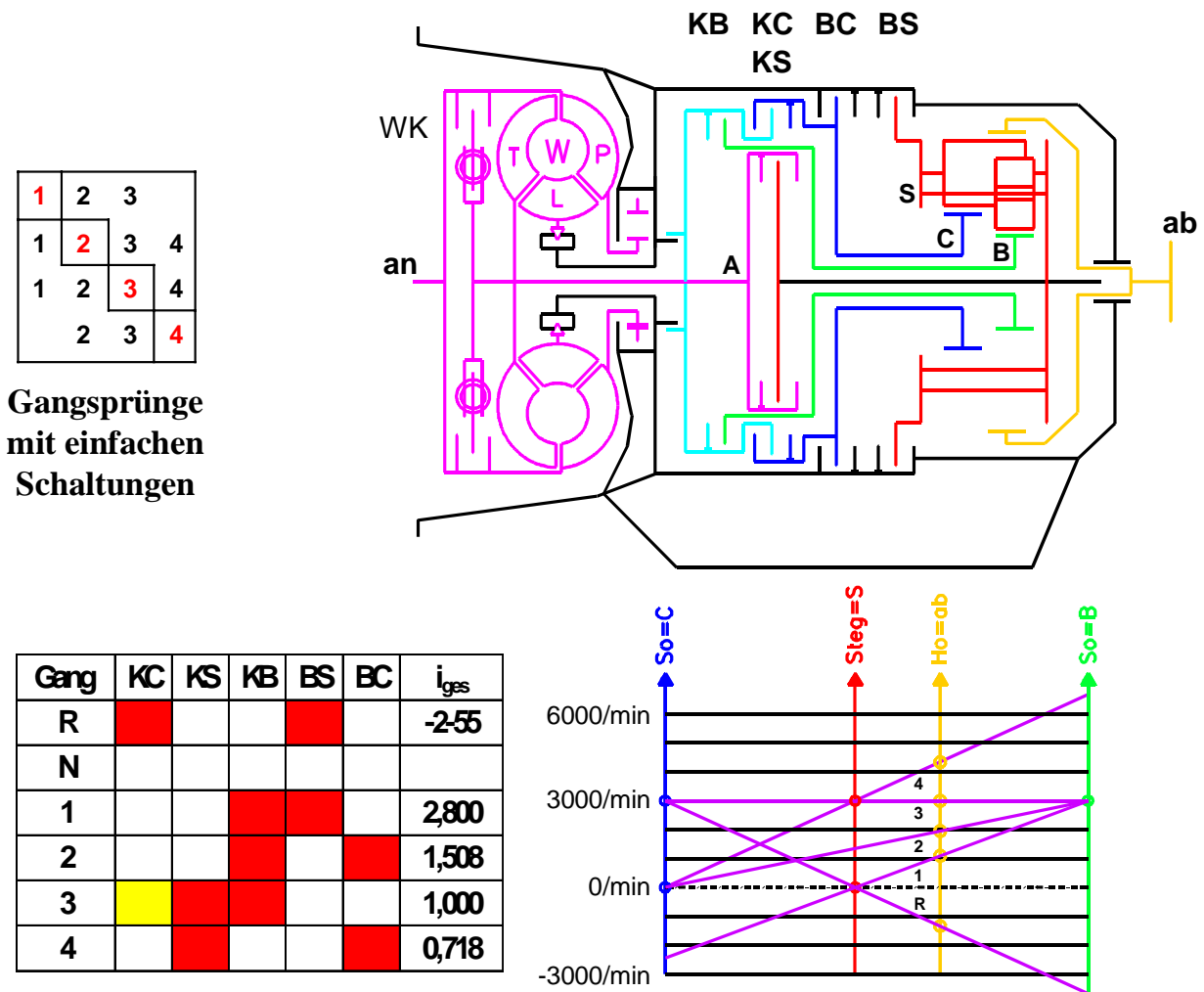


Bild 4 4-Gang-Automat auf Basis des Ravigneaux-Planetenradsatzes

Für die verschiedenen Schaltungen stehen nur die drei Wellen B, C und S zwischen der Antriebswelle an=A und der Abtriebswelle ab zur Verfügung. Alle drei sind mit der Antriebswelle A verbindbar, aber konstruktiv lassen sich dann nur noch zwei mit dem Getriebegehäuse verbinden. Die gleichzeitige Schaltung von zwei Bremsen blockiert das Getriebe, ist also für Gangschaltungen nicht sinnvoll. Ebenso ist das gleichzeitige Verbinden einer Welle mit dem Gehäuse und mit der Antriebswelle nicht sinnvoll. Das gleichzeitige Schalten von zwei Kupplungen führt immer zum direkten Gang ($i=1$). Somit bleiben exakt die in der Schaltlogik und im Drehzahlplan dargestellten fünf Gänge übrig. Über die im Rahmen der Einbaubedingungen möglichen Zähnezahlen hat der Konstrukteur nur noch die Möglichkeit, die einzelnen Gangübersetzungen zu verändern, wobei immer ein direkter Gang mit $i=1$ vorgegeben ist.

Noch zu erwähnen bleiben die Möglichkeiten, in diesem Getriebe mit einfachen Schaltungen, also dem Zuschalten eines Schaltelementes und dem Abschalten eines anderen Schaltelementes auch Gänge zu überspringen. Vom 1. Gang aus kann man in den 2. oder 3.

schalten, vom 4. Gang aus in den 3. oder 2.. Vom 2. und 3. Gang aus lassen sich alle anderen Gänge mit einfachen Schaltungen erreichen.

Mehr als 4 Vorwärtsgänge sind mit dem Ravigneaux-Satz nicht schaltbar. Für ein Automatikgetriebe mit 5 Gängen braucht man somit entweder ein anderes Basisgetriebe oder muss den Ravigneaux-Satz durch eine Nachschalt- oder Vorschaltstufe erweitern. So eine Erweiterungsstufe benötigt aber mindestens zwei Schaltelemente. Das Automatikgetriebe 5HP19 von ZF nach Bild 1 ist ein Beispiel dafür. Es hat drei Kupplungen und vier Bremsen sowie einen Freilauf zur Schaltung von nur 5 Vorwärtsgängen. Mit Nach- und Vorschaltgruppen lassen sich natürlich auch mehr als 5 Gänge realisieren. Der Schaltaufwand wird dann aber immer größer und Schaltungen mehrerer Schaltelemente bei einem Gangwechsel lassen sich kaum noch vermeiden.

Einen eleganteren Weg zur Schaltung von fünf und mehr Gängen hat der französische Ingenieur Lepelletier gefunden. Er erweiterte den Ravigneaux-Satz um ein Vorschaltgetriebe für nur zwei Wellen des Ravigneaux-Satzes, um diese mit anderen als der Antriebsdrehzahl zu beaufschlagen. Der Clou des Lepelletier-Planetenradsatzes nach Bild 5 besteht darin, dass in dem zusätzlichen dreiwelligen Planetengetriebe die Drehzahl der Welle D gegenüber der Drehzahl der Welle A reduziert wird. In den ersten 3 Gängen dieses 6-Gang-Automaten entspricht die Schaltlogik der Logik des 4-Gang-Ravigneaux-Satzes. Die Übersetzungen sind aber um die Umlaufübersetzung vom Hohlrad zum Steg bei gehäusefestem Sonnenrad des zusätzlichen Planetengetriebes größer. Im 4. und 5. Gang ist die Welle S über Kupplung KS mit Welle A verbunden. Sie dreht schneller als die Wellen B und C. Die Getriebeübersetzungen ergeben sich aus den Schaltungen im 4. Gang: $S=A$ und $B=D$ und im 5. Gang $S=A$ und $C=D$. Ohne das zusätzliche Getriebe von A nach D wären die Übersetzungen im 3., 4. und 5. Gang identisch und alle 1. Der 6. Gang dieses 6-Gang-Automaten entspricht bzgl. der Schaltlogik wieder dem 4. Gang des 4-Gang-Automaten. Auch die Schaltungen der Rückwärtsgänge sind in diesem 4-Gang- und 6-Gang-Automatikgetriebe identisch.

Mit dem 6-Gang-Automaten sind ebenfalls weite Gangsprünge mit einfachen Schaltungen möglich, die insbesondere bei schnellen Rückschaltungen nötig sein können.

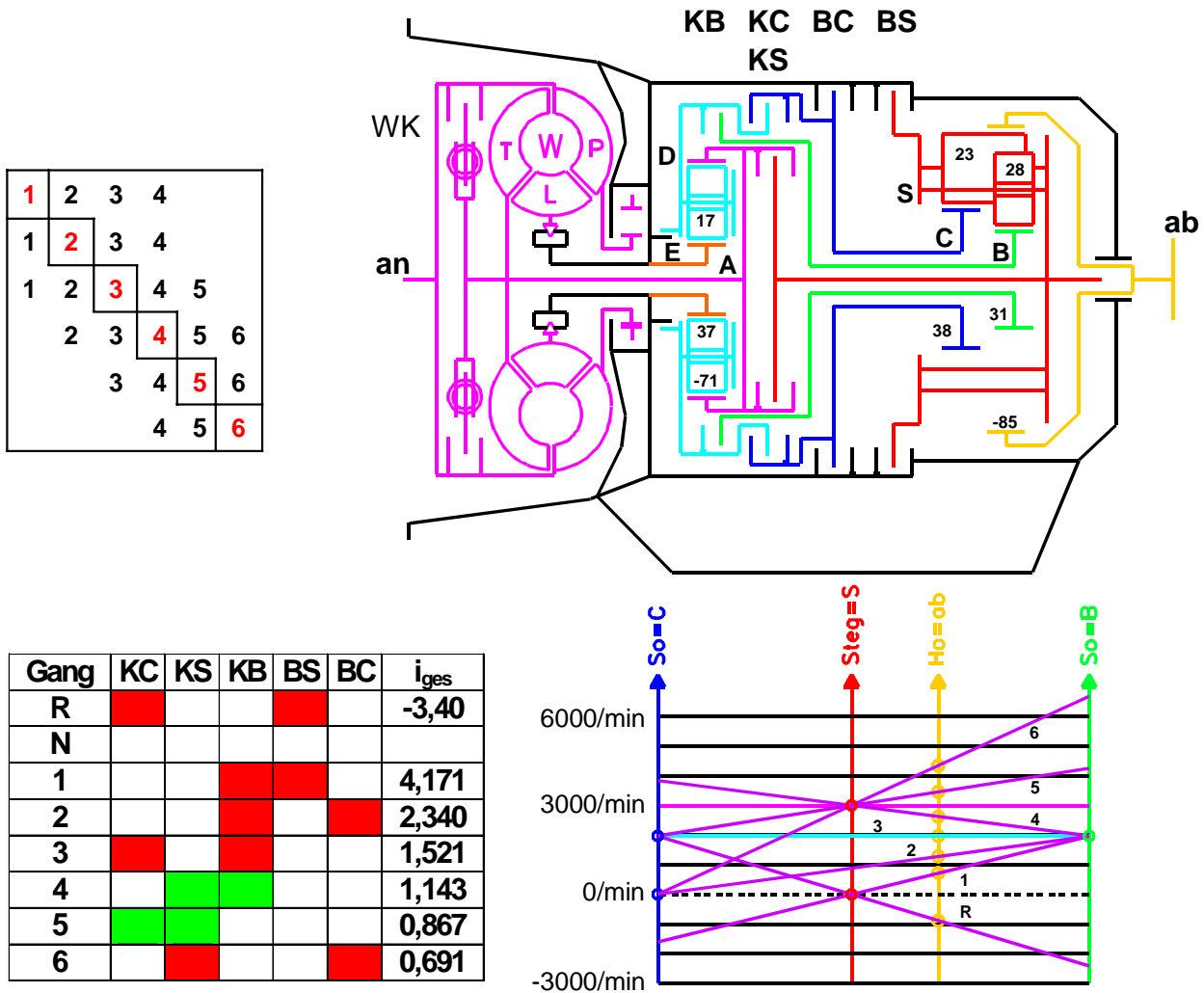


Bild 5 Struktur des 6-Gang-Automatikgetriebes 6HP26 von ZF

Der Lepelletier-Planetenradsatz unterscheidet sich somit nur durch das zusätzliche Planetengetriebe mit fester Übersetzung vom Ravigneaux-Satz. Die Zahl der Schaltelemente ist die gleiche geblieben. Für die zusätzlichen Gänge werden sie nur mehrfach genutzt. Bzgl. Bauraum, Gewicht und Kosten ist dieses Getriebe deshalb besser als ein 5-Gang-Automat. Mit den in Bild 5 genannten Zähnezahlen erreicht dieser 6-Gang-Automat einen Stellbereich von $\phi=6$ bei gut schaltbaren Gangabstufungen.

Das zusätzliche Planetengetriebe besteht aus Sonnenrad E, Hohlrad A und Planetenträger D. Es wird nach [4,5] im Rückwärtsgang und den ersten 5 Gängen als feste Übersetzungsstufe genutzt. Die Welle E ist als Reaktionsglied fest mit dem Getriebegehäuse verbunden. Löst man diese Verbindung und ersetzt sie durch eine zusätzliche Bremse BE, dann ließe sich mit dieser Bremse anstelle des Wandlers das Fahrzeug anfahren.

In den meisten komfortorientierten Automatikgetrieben übernimmt ein hydrodynamischer Wandler das Anfahren. Aufgrund seiner Wirkungsweise als Strömungsmaschine ist er ein

ideales Anfahrerelement. Um im Fahrbetrieb die Verluste des Wandlers zu minimieren, wird er aber mit der Wandlerüberbrückungskupplung WK überbrückt, sooft dies möglich ist.

In Verbindung mit sehr drehmomentstarken Turbodieselmotoren ist der Wandler nicht mehr für alle Betriebszustände optimal ausulegen. Um so einen Antrieb im kalten Zustand sicher starten zu können, braucht man eine relativ weiche Wandlerkennlinie mit maximalem Pumpendrehmoment erst bei hohen Drehzahlen, damit die Schleppverluste den ohne ausreichenden Ladedruck schwachen Motor nicht „abwürgen“. Im betriebswarmen Zustand und bei Drehzahlen, bei denen ausreichend Ladedruck zur Verfügung steht, wäre dann aber eine harte Wandlerkennlinie mit steilem Anstieg des Pumpendrehmomentes mit der Motordrehzahl gut.

Durch den Einsatz schneller und genauer Druckregelungen gelingt es heute auch schon in Serienanwendungen, mit Reibungskupplungen sehr komfortabel anzufahren. Ein gutes Beispiel dafür ist der Audi A6 mit dem stufenlosen „Multitronik“-Getriebe [17,18]. Druckregelung und Wärmeabfuhr sind bei einer Bremse noch besser zu realisieren als bei einer Kupplung. Deshalb sollte auch mit der Bremse BE ein komfortabler Startvorgang möglich sein. Auch bei den Gangwechseln kann eine schlupfende Bremse BE die anderen Schaltelemente entlasten, wie dies sonst ein Wandler macht.

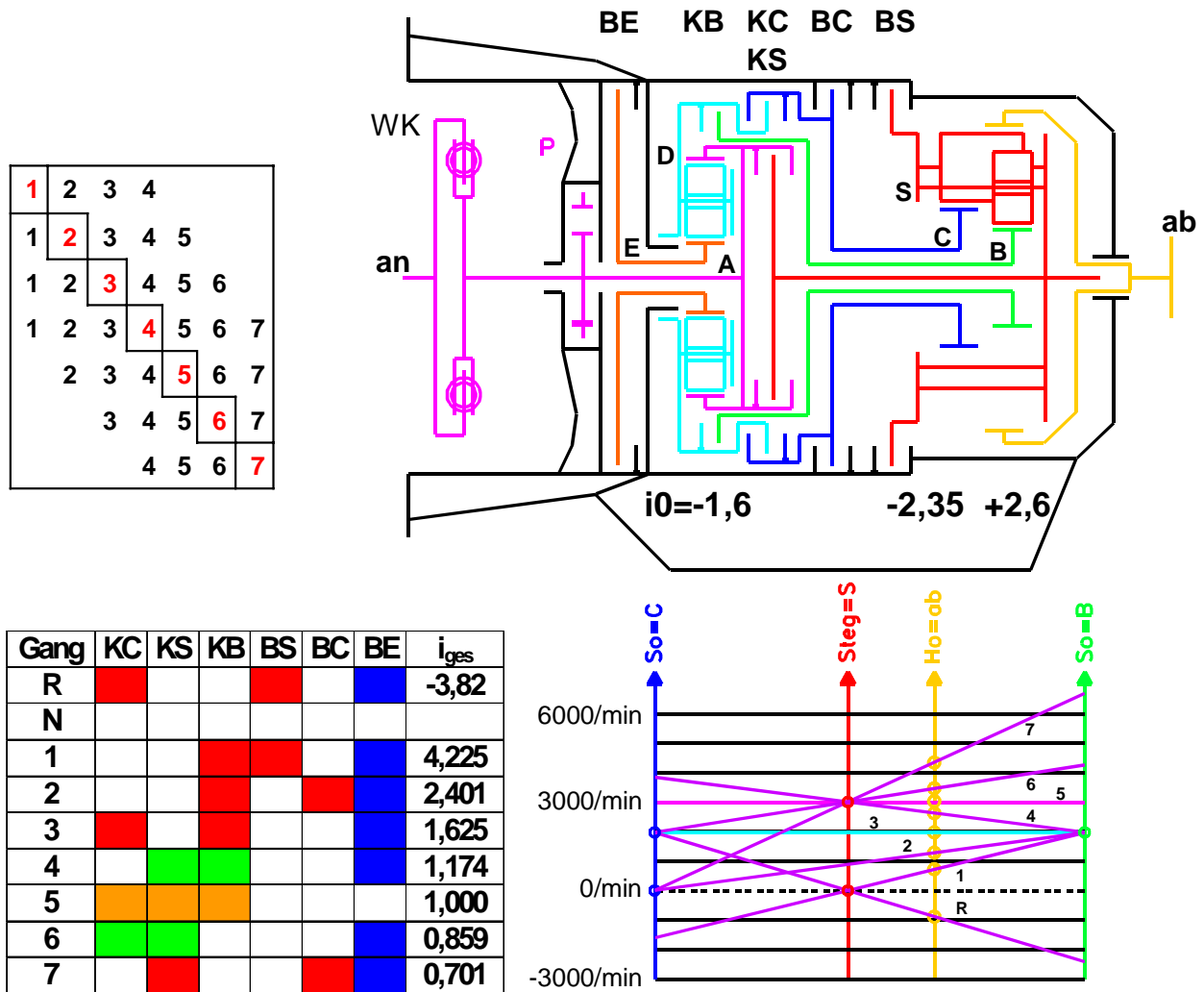


Bild 6 7-Gang-Automatikgetriebe auf Basis des Lepelletier-Getriebes
 Bild 6 zeigt ein 7-Gang-Automatikgetriebe mit der nassen Bremse BE als Anfahrlelement. Bei laufendem Verbrennungsmotor und stehendem Fahrzeug, also stehender Welle D, dreht Welle E $-1,6$ mal so schnell wie die Antriebswelle. Durch Abbremsen der Welle E auf 0/min wird bei laufendem Motor die Stegwelle D auf $1/1,625$ der Antriebsdrehzahl beschleunigt. D ist über KB mit der Welle B verbunden, die über den stehenden Steg S die Abtriebswelle mit $i_{Bab}=2,6$ treibt. Insgesamt ergibt sich eine Anfahrübersetzung von $i_{max}=4,225$, wobei an der Bremse BE nur 62,5% des Antriebsdrehmomentes abzustützen sind. Nach dem Anfahren rückwärts oder vorwärts bleibt BE in den ersten 4 Vorwärtsgängen geschlossen. Damit hat BE ausreichend Zeit, die beim Anfahrvorgang aufgenommene Wärme an das Öl bzw. das Gehäuse abzuführen.

Bei geöffneter Bremse können in einem weiteren Gang alle drei Kupplungen geschlossen werden. Dadurch werden alle Planetengetriebe auf Block geschaltet und das Getriebe läuft mit geringsten Verzahnungsverlusten im direkten Gang, den ja der 6-Gang-Automat leider nicht mehr hat. Der 6. und 7. Gang des 7-Gang-Automaten entsprechen dann wieder dem 5. und 6. Gang des 6-Gang-Automaten. Durch den zusätzlichen direkten Gang werden die Stufensprünge zwischen dem 4. und dem 7. Gang bei der hier gewählten Gesamtspreizung

von $\phi=6,03$ sehr klein. Dadurch lassen sich die Gangwechsel noch komfortabler als im 6-Gang-Automaten regeln.

Denkt man die Idee von Lepelletier noch ein Stück weiter und setzt zwischen die Wellen A und D ein Planetengetriebe mit zwei Gängen, so erhält man einen Automaten mit 9 Vorwärts- und 2 Rückwärtsgängen. Bild 7 zeigt so eine Getriebestruktur für eine Gesamtspreizung von $\phi=7,5$ bei im Underdrive leicht progressiver und im Overdrive fast geometrischer Abstufung. Die bereits im 6-Gang-Automaten vorhandenen Planeten des Planetenträgers D kämmen mit einem zweiten Planetenradsatz, der mit einem Hohlrad F in Eingriff steht. Das Hohlrad F lässt sich mit der Bremse BF mit dem Gehäuse verbinden. Theoretisch lassen sich mit diesem Getriebe sogar 12 Vorwärtsgänge schalten. Dann hat man aber nicht immer einfache Schaltungen, und es ist damit auch keine für Pkw sinnvolle Stufung von 12 Gängen möglich.

Der 9-Gang-Automat nach Bild 7 hat einfache Schaltungen auch für weite Gangsprünge. Mit 4 Bremsen und 3 Kupplungen ist der mechanische Aufwand an Schaltelementen gleich groß wie beim heutigen 5-Gang-Automaten von ZF. Wegen der hohen Übersetzung des 1. Ganges kommt er aber gut ohne Wandler aus, und wegen der kleineren Stufensprünge sind die Belastungen der Schaltelemente kleiner.

Die enge Abstufung von 9 Gängen und die einfachen Gangsprünge erlauben eine optimale Kennfeldausnutzung des Verbrennungsmotors. Dabei dürfen natürlich nicht ständige Schaltungen und die damit verbundenen Verluste die Vorteile wieder aufzehren. Wegen der großen Spreizung und der engen Abstufung sind aber relativ gut und einfach schaltbare Gangfolgen als Funktion des Dynamikwunsches regelbar (Tabelle 1). Zum Beschleunigen würde die Gangfolge 1-2-3-4-6-8 mit 6 Gängen eine Spreizung $\phi=6,4$ abdecken, wobei der erste Gang mit seiner sehr großen Übersetzung $i_1=4,926$ erst bei Volllast oder bei Kriechgeschwindigkeit geschaltet würde. Nur bei Fahrten mit weniger Dynamik an Steigungen oder mit nahezu konstanter Geschwindigkeit in der Ebene würden alle Gänge genutzt.

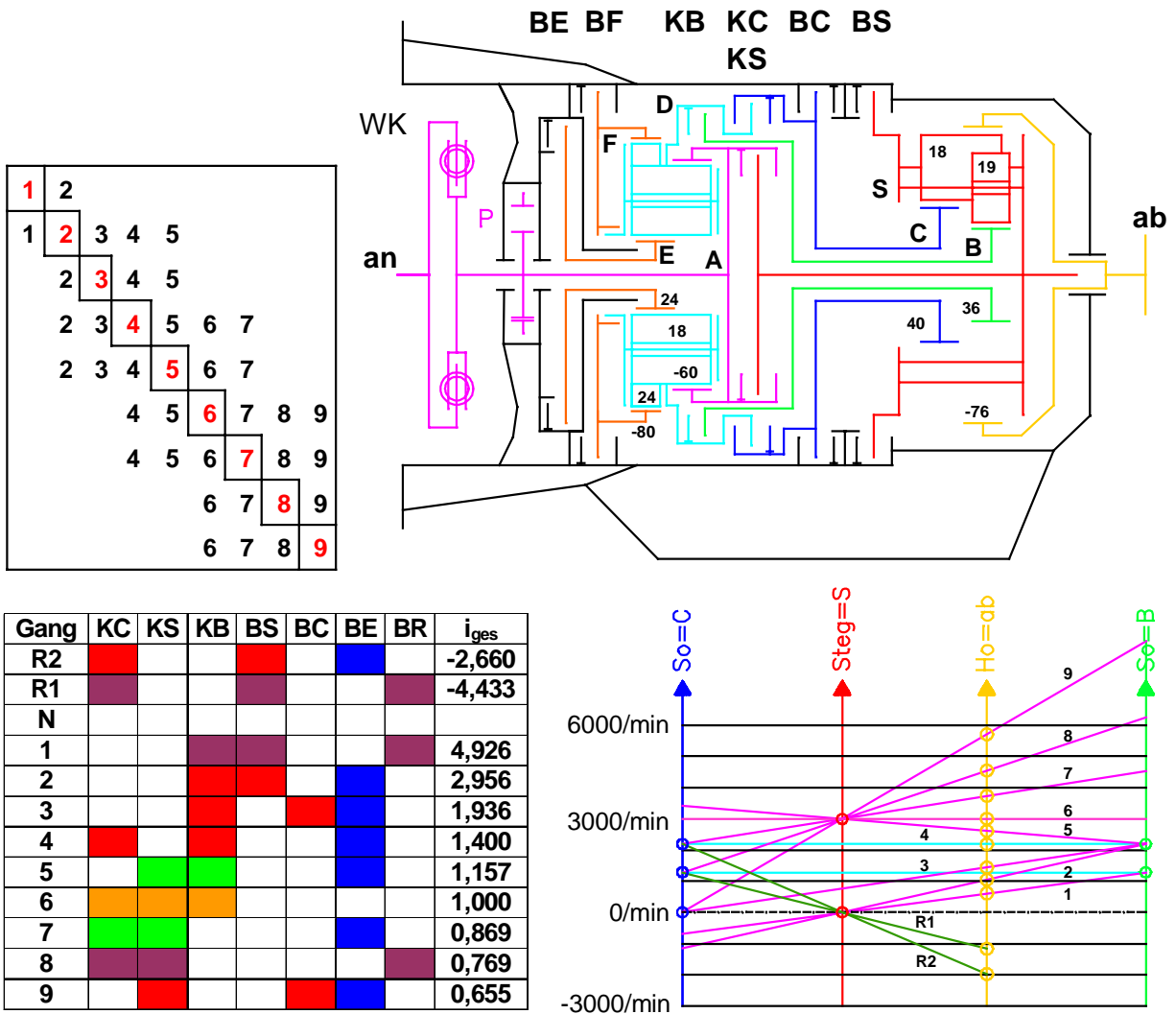


Bild 7 Struktur eines 9-Gang-Automatikgetriebes

Fahren mit hoher Zugkraft im Gebirge oder mit nahezu konstanter Geschwindigkeit in der Ebene									
Gang	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Übersetzung	4,926	2,956	1,936	1,400	1,157	1,000	0,869	0,769	0,655
Stufensprung		1,666	1,527	1,383	1,210	1,157	1,150	1,130	1,174
Beschleunigte Fahrt									
Gang	1	2	3	4	6	8			
Übersetzung	4,926	2,956	1,936	1,400	1,000	0,769			
Stufensprung		1,666	1,527	1,383	1,400	1,300			

Tabelle 1 Gangfolgen als Funktion der Fahrdynamik für das Getriebe nach Bild 7

Wenn es also gelingt, für so ein Automatikgetriebe ein praktikable Schaltstrategie zu entwickeln, die ohne ständig zu schalten den richtigen Gang wählt, können selbst sehr gute stufenlose Getriebe gegenüber so einem Automaten keine Verringerung des Kraftstoffverbrauches mehr bewirken.

Trotzdem bleibt die weitere Reduzierung des Flottenverbrauches ein Ziel höchster Priorität. Eine weitere Erhöhung der Spreizung über $\phi=7,5$ hinaus und eine Erhöhung der Gangzahl auf mehr als 9 bringt uns aber nicht mehr weiter. Der Kraftstoffverbrauch kann dann nur noch durch ein anderes Energiemanagement gesenkt werden. Und diese Managementaufgabe kann zum Teil das Getriebe übernehmen.

3 Automatikgetriebe mit E-Maschine => E-Automat

Um den Kraftstoffverbrauch eines Fahrzeuges bei gleichem Verbrennungsmotor noch nennenswert weiter zu reduzieren, braucht man einen Antriebsstrang, der einen komfortablen Start/Stopbetrieb und eine Bremsenergieerholung ermöglicht. Mit dem Start/Stopbetrieb wird angestrebt, den Verbrennungsmotor immer dann in seinem Eigenleistungsbedarf zu reduzieren oder ganz abzuschalten, wenn er keine Leistung ans Fahrzeug abgibt oder wenn das Fahrzeug steht, ihn bei Bedarf aber schnell und komfortabel zu starten und in den gewünschten Betriebspunkt zu fahren. Dafür werden derzeit Starter/Generatorsysteme entwickelt, die ein Fahrzeug oft und komfortabel starten können und die gleichzeitig die Funktion des Bordnetzgenerators übernehmen.

Im dichten Stadtverkehr fährt man z.B. mit einer Durchschnittsgeschwindigkeit von 30 km/h und einem Durchschnittsverbrauch von nur 10 L/100 km in einem Fahrzeug mit einem Leerlaufverbrauch von 1 L/h. Stellt man nun in einer Std. Fahrzeit nur für 10 min, die man im Stau oder an Ampeln verbringt, den Motor ab, so reduziert sich der Verbrauch von 3 L auf 2,83 L, also um 5,5%.

Durch einen elektrischen Nebenantrieb mit ca. 20 kW verfügbarer Leistung und den Anschluss einer leistungsfähigen Batterie mit ca. 1 bis 2 kWh Energieinhalt und einer Batteriemasse < 50 kg kann ein Großteil der in repräsentativen Stadtzyklen anfallenden Bremsenergie rekuperiert werden. Dadurch lassen sich je nach Zyklus bis zu 30% Kraftstoff sparen. Auch mit nur 10 kW verfügbarer elektrischer Bremsleistung lässt sich noch nennenswert Bremsenergie rückgewinnen. Selbst auf der Autobahn sinkt dann der Kraftstoffverbrauch, weil auch die dort vorkommenden oft sanften Verzögerungen fast vollständig genutzt werden können.

Mit 20 kW elektrischer Fahrleistung ließen sich auch zumindest die Startsequenzen der Verbrauchszyklen rein elektrisch emissionsfrei fahren. In dieser Zeit kann dann der Katalysator über seine Anspringtemperatur aufgeheizt werden, so dass nach einem Start des Verbrennungsmotors nur noch geringe Emissionen auftreten [34].

Weil die elektrischen Teilantriebe ein so hohes Potenzial bieten, wurden in den letzten Jahren sehr vielfältige Konzepte für solche „Hybridgetriebe“ entworfen [20...33]. Toyota hat sein Toyota Hybrid-System [20,21] bereits in Japan in die Serie gebracht. In Deutschland wird

dieses Fahrzeug seit Jan. 2001 verkauft. Den unbestrittenen technischen Vorteilen dieser Systeme stehen die noch zu hohen Systemkosten und Systemgewichte sowie die teilweise noch nicht ausgereiften Batterietechnologien gegenüber. Deshalb haben nur solche Konzepte eine Chance, die einen möglichst hohen Nutzen bei fast gleichen Werten für Bauraum, Gewicht, Zuverlässigkeit und Herstellkosten bieten und die auf verfügbaren Technologien beruhen.

Nachdem das 42 V-Bordnetz als künftiger Standard angesehen werden kann, werden in Europa schwerpunktmäßig Hybridantriebe mit relativ kleiner elektrischer Leistung bis ca. 10 kW untersucht, die bei noch beherrschbaren Stromstärken in einem 42 V-Bordnetz geregelt werden können. Für Starter/Generatoren reicht das wahrscheinlich aus. Höhere Drehzahlen der E-Maschinen (>Starterdrehzahl) und höhere Leistungen lassen sich natürlich viel effektiver bei höheren Spannungen erzeugen und übertragen. Deshalb verwenden die Japaner lokale Hochspannungsnetze mit bis zu 500 V, die auch in Europa spätestens mit der Entwicklung von Brennstoffzellenantrieben beherrschbar sein müssen.

Wegen zu hoher Gewichte und zu großer Bauräume haben all die Hybridlösungen geringe Chancen, bei denen der elektrische Nebenantrieb nur auf ein bekanntes System aufgesattelt wird. Mittelfristig sinnvoll sind nur Systeme, bei denen die E-Maschine ohne Zusatzbauraum elegant in den mechanischen Antriebsstrang integriert wird. Sie muss also noch weitere Funktionen anderer Bauteile übernehmen, die dann ersatzlos entfallen können.

Die Forderungen an ein komfort- und verbrauchsoptimiertes Getriebesystem der Zukunft lassen sich demnach so zusammenfassen:

- gleicher oder höherer Wirkungsgrad wie z.B. ein Stufengetriebe durch im Wesentlichen mechanische Kraftübertragung über Zahnräder,
- gleicher oder kleinerer Bauraum wie ein 6-Gang-Automatikgetriebe,
- gleiches oder geringeres Gewicht wie ein 6-Gang-Automatikgetriebe plus Anlasser und Lichtmaschine,
- Übernahme der Starter- und Generatorfunktion,
- Zusatznutzen durch Energierückgewinnung, Boosterbetrieb, emissionsfreien Betrieb (eventuell mit Katalysatorvorheizung) und stufenlose Übersetzungswahl, je nach Leistung des elektrischen Nebenantriebs,
- gleiche Kosten wie ein 6-Gang-Automatikgetriebe für vergleichbare Funktionen,
- nur der Zusatznutzen darf geringe Zusatzkosten verursachen, wenn der Kunde das zu honorieren bereit ist. $(1 \text{ L}/100 \text{ km} \times 200000 \text{ km} \times 2,00 \text{ DM/L} \times 50\%$ (Zusatzaufwand/Nutzen) = 2000 DM sind als Zusatzsystemkosten vielleicht verkaufbar).

Die Basis des E-Automatikgetriebes nach Bild 8 ist das Lepelletier-6-Gang-Automatikgetriebe ohne Wandler oder das 7-Gang-Automatikgetriebe. In den durch den Wegfall des Wandlers gewonnenen Platz kann man nun ein Starter-Generatorsystem setzen, das zusammen mit der Bremse BE auch zum Anfahren dient.

Als Wirkstellen für einen elektrischen Startermotor stehen nun mehrere Wellen zur Verfügung. Setzt man den Startermotor auf die Getriebeeingangswelle, dann muss dieser Motor zum Starten eines schweren Dieselmotors kurzzeitig 300 Nm und mehr aufbringen. Das erforderliche Starter-Drehmoment reduziert sich aber auf ca. die Hälfte, wenn man den

Startermotor auf die Sonnenradwelle E setzt und die Getriebeübersetzung von E nach A bei stehendem Steg D ausnutzt.

Im gleichen Maße, wie sich das Starterdrehmoment reduziert, erhöht sich die Starterdrehzahl. Die derzeit untersuchten Kurbelwellen-Startermotoren sind meist hochpolige Synchronmaschinen, die nur einen nutzbaren Drehzahlbereich bis ca. 1000/min haben. Durch die Ankoppelung auf Welle E könnte man eine E-Maschine als Starter einsetzen, die einen wesentlich höheren nutzbaren Drehzahlbereich hat. Bild 9 zeigt Rotor, Stator und Gesamtaufbau einer wassergekühlten permanenten Synchronmaschine mit 150 Nm max. Drehmoment, 4000/min maximale Drehzahl und 93% Spitzenwirkungsgrad (90% mit Leistungssteuerung), die so in Chemnitz entworfen und gebaut wurde.

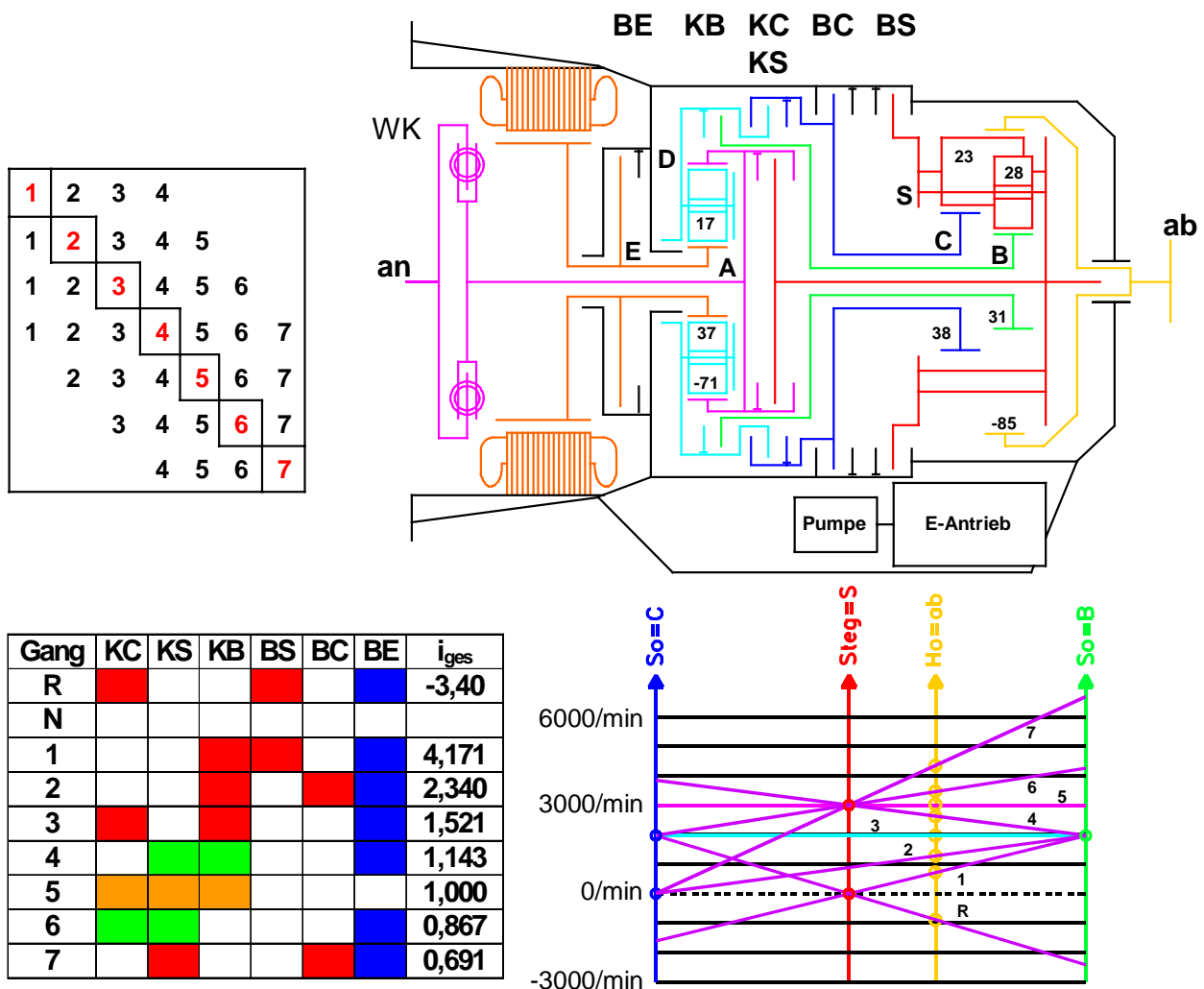
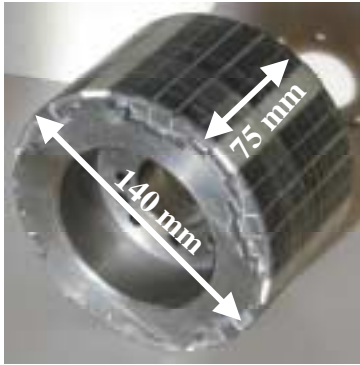


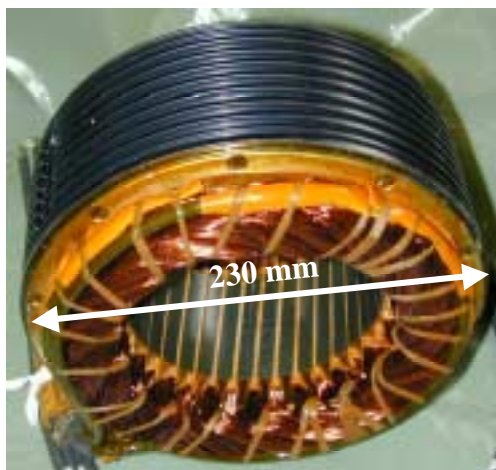
Bild 8 Struktur des E-Automatikgetriebes

Ein Vergleich der Antriebsstränge mit herkömmlichem 6-Gang-Automat und E-Automat nach Bild 8 sieht damit folgendermaßen aus. Anstelle von Anlasser, Lichtmaschine und hydrodynamischem Wandler mit WK kommen beim E-Automaten eine E-Maschine an Welle E, deren Leistungssteuerung und die Bremse BE zum Einsatz. Diese Teileumfänge entsprechen sich ungefähr im Gewicht. Der Zusatzaufwand liegt in der Speicherbatterie. Der damit erworbene

wichtige Zusatznutzen liegt in einem komfortablen Start/Stopbetrieb, einem teilweise möglichen stufenlosen Fahrbetrieb mit elektrischem Booster, der möglichen Energie-
rekuperation sowie einem rein elektrischen emissionsfreien Betrieb mit möglicher
Katalysatorvorheizung.



Rotor mit 3 Polpaaren



Stator mit Kühlmantel

Breite über Wickelköpfe = 115 mm

Gehäuse mit Wasserkühlung



**Elektrisches Getriebe mit
zwei permanenterregten
Synchronmaschinen**

$T_{\max}=150 \text{ Nm}$, $n_{\max}=4000/\text{min}$

Bild 9 Permanenterregte Synchronmaschine mit hoher spezifischer Leistung

Ein rein elektrischer Fahrbetrieb erfordert natürlich eine elektrisch angetriebene Ölpumpe für Schmierung, Kühlung und Schaltung, die jedoch auch energetisch günstiger ist als eine von der Antriebswelle getriebene Ölpumpe [19]. Verzichtet man auf diesen Betriebsmodus, kann man den E-Automaten auch mit einer von der Antriebswelle getriebenen Pumpe bauen. Dann braucht man aber einen Freilauf an der Stegwelle zum Abstützen eines Reaktionsmomentes zum Starten des Verbrennungsmotors.

Weil im E-Automaten auch die Schlepplverluste des Wandlers entfallen und die E-Maschine in den 6+1 Gängen steht, sind Wirkungsgradnachteile gegenüber einem 6-Gang-Automaten, dessen Funktionalität ja unverändert übernommen wird, nicht zu erwarten.

Die Drehmomentkapazität des E-Automaten wird durch die Auslegung der Zahnräder und Schaltelemente bestimmt. Wandler-Automat und E-Automat sind hier gleichwertig. Die Auslegung der E-Maschine richtet sich nach den maximalen Startdrehmomenten des kalten Verbrennungsmotors, nach den maximal zu speichernden Leistungen und nach den Anforderungen nach einem stufenlosen Fahrbetrieb. Dies wird im Folgenden weiter erläutert.

Funktion	Fahrzeug mit 6-Gang-Wandler-Automat	Fahrzeug mit 6-Gang-E-Automat
Starten des Motors	Anlasser	E-Maschine E + Bremse BE + Speicher
Bordnetzgenerator	Lichtmaschine	
Anfahren	Wandler + WK	
Stufenloses Fahren Rekuperieren Rein elektrisches Fahren	nicht möglich	
Schalten mechanische Gänge Anzahl Schaltelemente incl. WK	gekoppelter Planetenradsatz 6 min. 6	Lepelletier-Planetensatz 6 6
Ölpumpe	mechanisch angetrieben von V-Motor	elektromotorisch angetrieben

Tabelle 2: Aufwands-Vergleich zwischen 6-Gang-Wandler-Automat und 6-Gang-E-Automat

4 Regelung des E-Automaten

Die komplette Schaltlogik des E-Automaten zeigt Tabelle 3. Zusätzlich zu den vom 7-Gang-Automaten bekannten Schaltungen kommen noch die zum rein elektrischen Fahren, zum Starten des V-Motors und zum Anfahren aus geared neutral dazu. Außerdem sind hier die Übersetzungen sowie zwei Drehmomentverhältnisse in den einzelnen Schaltzuständen aufgelistet, um daraus die Belastungen des elektrischen Zweiges zu erkennen.

Ein rein elektrischer Fahrbetrieb vorwärts/rückwärts kann zum Beispiel beim Rangieren in Parkhäusern oder beim Fahren in verkehrsberuhigten Zonen in einer Innenstadt gewünscht sein. Für diesen Fahrbetrieb werden die Bremse BS und die Kupplung KS geschlossen. Der Steg S und das Hohlrad A sind darüber mit dem Gehäuse verbunden. Außerdem wird die Kupplung KB geschlossen, die den Steg D mit dem Sonnenrad B verbindet. Die Umlaufübersetzungen der beiden Planetenradstufen liefern mit den beispielhaften Zähnezahlen in diesem elektrischen Fahrbereich eine Übersetzung von $n_E/n_{ab}=8,0$ zwischen E-Maschine und Abtrieb, mit der auch von einer kleinen E-Maschine hohe Abtriebsdrehmomente bei kleinen Fahrgeschwindigkeiten bereitgestellt werden können.

Ein zweiter rein elektrischer Fahrbereich lässt sich durch Schließen der Kupplungen KC, KS und der Bremse BS schalten. Die Übersetzung ist dann mit $n_E/n_{ab}=-6,53$ negativ.

Der Verbrennungsmotor kann bei Fahrzeugstillstand und aus dem rein elektrischen Fahrbetrieb heraus gestartet werden.

Zum Starten des Verbrennungsmotors in Park- oder Neutralposition bei annähernd stehendem Fahrzeug werden im Überlagerungs/Schaltgetriebeteil Bremse BC und Kupplung KC geschlossen. Damit ist die Stegwelle D mit dem Getriebegehäuse verbunden. E-Maschine E wird nun negativ beschleunigt und dreht den V-Motor positiv hoch. Die Übersetzung zwischen E und A liegt mit den beispielhaften Zähnezahlen und bei stehendem Steg D bei $n_E/n_A = -1,92$, so dass ein $T_{E_{max}}$ von z.B. 150 Nm ein max. Startmoment von ca. 290 Nm erzeugt. Damit beim Startvorgang das Fahrzeug nicht unbeabsichtigt rollt, können im Überlagerungs/Schaltgetriebe beide Bremsen geschlossen werden. Damit wird auch der Getriebeabtrieb gehäusefest gehalten.

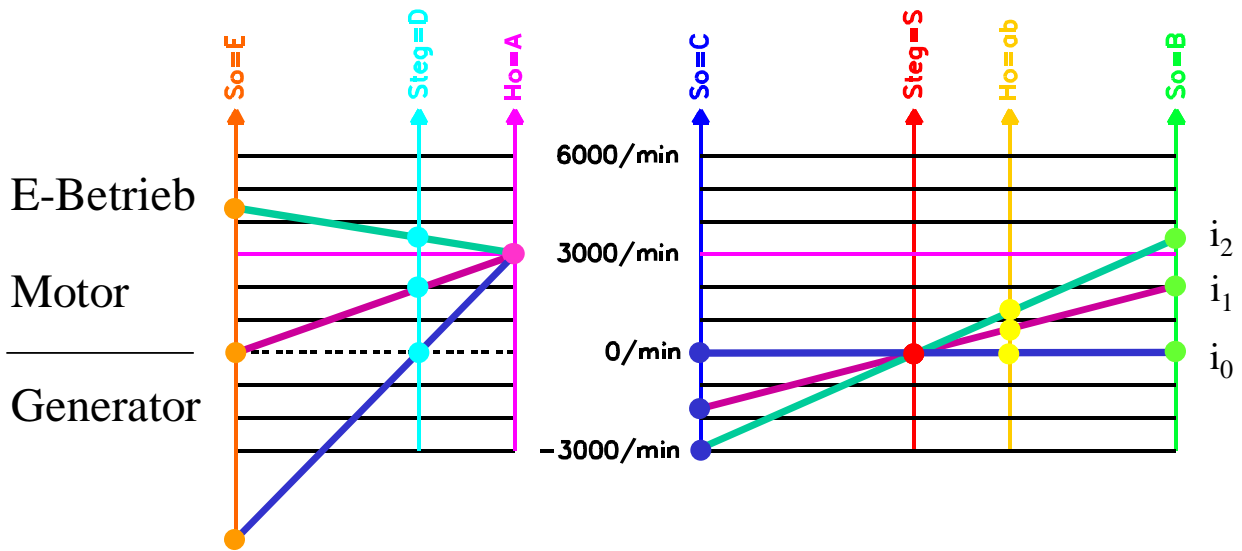
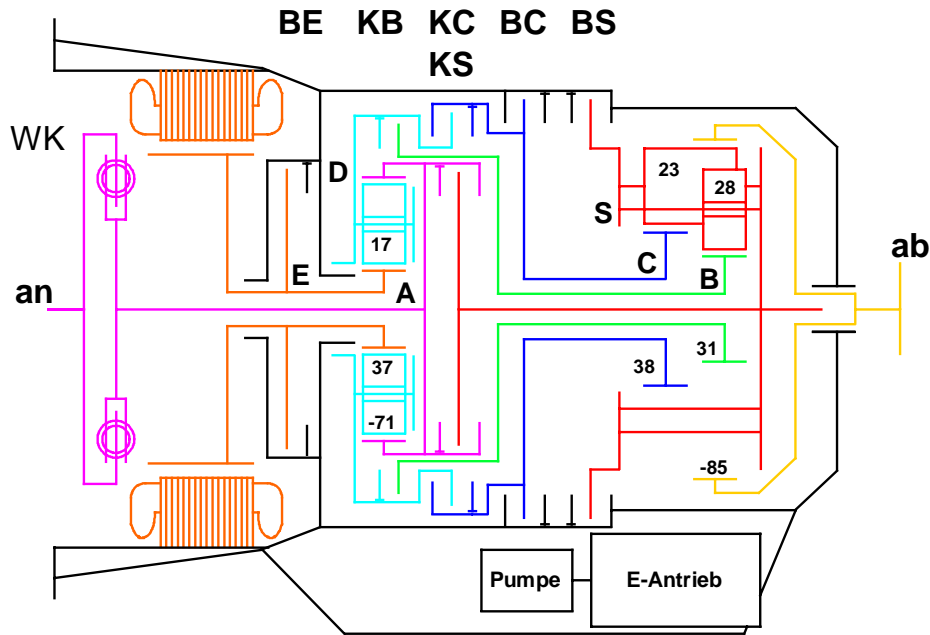
	KC	KS	KB	BS	BC	BE	nan/nab	-Tab/TE	TVM/TE
Parken									
E.-Gang 2							0,000	-6,53	0,00
E.-Gang 1							0,000	8,00	0,00
Neutral									
R.-Gang							iR=-3,40	-6,53	1,92
geared neutral r.							variabel	-6,53	1,92
VM-Start									
geared neutral v2							variabel	4,49	1,92
geared neutral v1							variabel	8,00	1,92
1. Gang							i1=4,171	8,00	1,92
2. Gang							i2=2,340	4,49	1,92
3. Gang							i3=1,521	2,92	1,92
4. Gang							i4=1,143	8,00	7,00
D. Gang							iD=1,000	variabel	variabel
5. Gang							i5=0,867	-6,53	-7,53
6. Gang							i6=0,691	?	?

Tabelle 2 Komplette Schaltlogik des E-Automaten

Zum Vorwärts-Anfahren des Fahrzeugs aus geared neutral werden nun die Schaltelemente des 1. Ganges oder des 2. Ganges, zum Rückwärts-Anfahren die des Rückwärtsganges aktiviert. Durch Verzögerung der E-Maschine E auf 0/min und/oder Schließen der Bremse BE wird das Fahrzeug beschleunigt. Die Verlustleistung in der Bremse geht dabei verloren, während die elektrische Leistung in den Speicher geleitet werden kann. Die beim Start des Verbrennungsmotors aus dem Speicher entnommene Energie kann so dem Speicher sofort wieder zugeführt werden. Bei $n_E=0/min$ ist der Anfahrvorgang abgeschlossen. Mit Hilfe der Bremse BE können selbst höchste Motordrehmomente beim Anfahren abgestützt werden. Das

Drehmoment an dieser Bremse beträgt dabei $T_B = TVM / 1,92 \cdot T_E$, es ist also wesentlich kleiner als TVM.

Ein Anfahren aus geared neutral in den 3. Gang/Fahrbereich ist zwar grundsätzlich auch möglich, ist aber wegen der dann relativ hohen Belastung der Regelwelle E nicht sinnvoll.



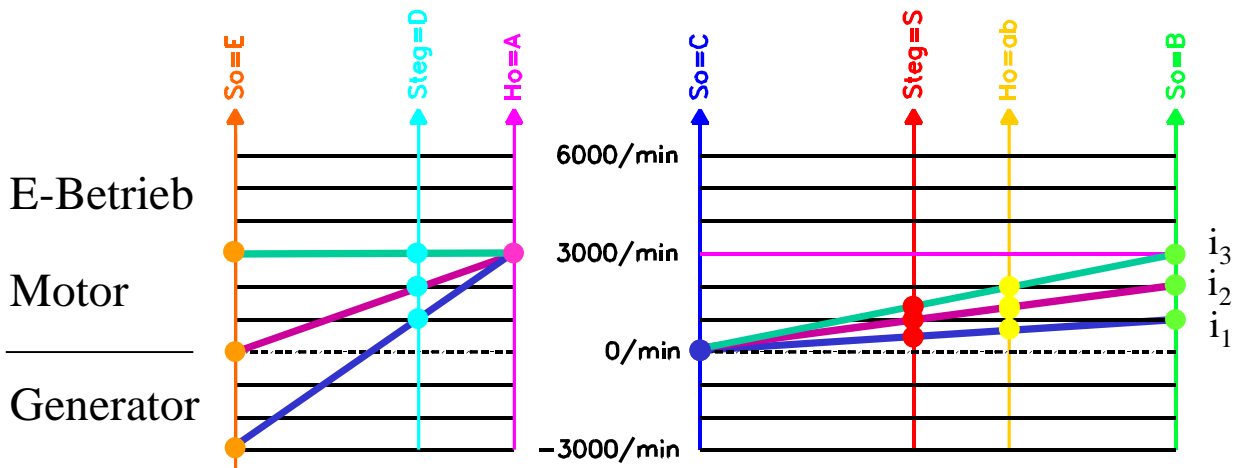


Bild 10 Drehzahlregelung des E-Automaten im 1. (oben) und 2. (unten) Fahrbereich
 Nach dem Anfahren aus geared neutral in den ersten oder zweiten Fahrbereich kann die E-Maschine E auf Drehzahl null verzögert und die Bremse BE geschlossen werden. Bei geschlossener Bremse BE lässt sich das Getriebe durch sechs Vorwärtsgänge mit fahrzeugauglicher Gangabstufung und optimalem Wirkungsgrad schalten.

Durch den drehzahlvariablen Eingriff von E-Maschine E auf die Regelwelle E hat dieses Getriebe jedoch nicht nur sechs Vorwärtsgänge mit festen Übersetzungen, sondern fünf Fahrbereiche mit stufenlos veränderlicher Übersetzung und den 6. Gang, bei dem das Koppelgetriebe ADE umgangen wird. In jedem dieser fünf stufenlosen Fahrbereiche gibt es je einen Teilbereich, in dem die E-Maschine motorisch arbeitet und den Speicher entlädt, und einen Teilbereich, wo sie generatorisch arbeitet und den Speicher lädt. Nach Bild 10 lässt sich der erste Fahrbereich so generatorisch von der Übersetzung i_1 bis zum geared neutral i_0 und motorisch von der Übersetzung i_1 bis zur Übersetzung i_2 ausdehnen. Ebenso lässt sich der zweite Fahrbereich bis zu den Übersetzungen des 1. und 3. Ganges ausweiten. Dies geht so weiter bis zum fünften Fahrbereich, der die Übersetzungen zwischen dem 4. und 6. Gang abdeckt. Der gesamte Übersetzungsbereich zwischen geared neutral und maximalem Overdrive des 6. Ganges lässt sich somit stufenlos nutzen.

Wie die Drehzahlpläne nach Bild 10 verdeutlichen, kann z.B. im 1. Fahrbereich die E-Maschine E bei konstanter Motordrehzahl n_A positiv beschleunigt werden. Dadurch steigt die Drehzahl n_D und damit n_B , der Abtrieb wird somit ebenfalls beschleunigt, die Übersetzung $i = n_{an}/n_{ab}$ sinkt. Beim Erreichen der Übersetzung des 2. Ganges werden nun die Schaltelemente des 2. Ganges betätigt. Gleichzeitig wird die E-Maschine E durch ihre Drehzahlregelung auf 0/min verzögert, wodurch die Reibarbeit in den Schaltelementen sinkt. Zur Beschleunigung des Schaltvorganges kann die E-Maschine E auch mit Hilfe der Bremse BE zusätzlich verzögert werden. Bei dieser stufenlosen Übersetzungsänderung von i_1 nach i_2 arbeitet die E-Maschine motorisch, wenn der Verbrennungsmotor das Fahrzeug treibt.

Die gleiche Übersetzungsänderung lässt sich aber auch generatorisch durchführen. Dazu wird bei offener Bremse BE und bei konstanter Übersetzung i_1 aus dem 1. Fahrbereich in den 2. Fahrbereich geschaltet. Die Welle C wird dazu durch die Bremse BC von einer negativen Drehzahl auf 0/min verzögert. Bei konstanter Abtriebsdrehzahl n_{ab} sinkt n_B . Über die Verbindung D=B in Kupplung KB wird der Planetenträger D verzögert und damit die E-

Maschine E negativ beschleunigt. Im 2. Fahrbereich liegt nun die Übersetzung i_1 vor, die E-Maschine dreht negativ mit $n_E < 0/\text{min}$. Treibt der Motor das Fahrzeug, so arbeitet die E-Maschine generatorisch und lädt den Speicher. Durch Verzögerung von $n_E < 0/\text{min}$ auf $n_E = 0/\text{min}$ ändert sich die Übersetzung von i_1 nach i_2 .

Über eine gezielte Drehzahlregelung der E-Maschine während der Schaltung werden wieder die Schaltelemente entlastet. Wegen der im Vergleich zur Drehmasse des Verbrennungsmotors geringen Trägheit des E-Maschinenrotors wäre die Belastung der Schaltelemente aber auch sonst kleiner als bei einer herkömmlichen Schaltung in gestuften Wandler-Automatikgetrieben. Wegen dem für die Anwendung in dem E-Automaten wichtigen, möglichst kleinen Massenträgheitsmoment der E-Maschine ist hier eine Maschine mit Innenläufer einer Außenläuferkonstruktion vorzuziehen. Die Kühlung des Stators und die Zuleitungen zu den Wicklungen sind in einem außen liegenden Stator sowieso einfacher zu lösen.

Die Übersetzungen zwischen i_1 und i_2 können also im ersten oder im zweiten Fahrbereich eingestellt werden, je nachdem, ob der Speicher geladen oder entladen werden soll. Auch für die anderen Übersetzungen bis i_5 gibt es Betriebspunkte mit generatorischem oder motorischem E-Betrieb. Zwischen i_5 und i_6 lässt sich die Übersetzung nur im 5. Fahrbereich motorisch einstellen, weil im 6. Gang der Nebenantrieb über die E-Maschine E unwirksam ist. Im Schubbetrieb und beim Bremsen drehen sich die Leistungsflüsse um. Zwischen den Übersetzungen i_5 und i_6 kann also auch Energie rekuperiert werden.

Durch den elektrischen Regeleingriff kann der V-Motor auch aus dem rein elektrischen Fahrbetrieb heraus gestartet werden. Dazu gibt es wieder verschiedene Möglichkeiten.

Nach dem rein elektrischen Anfahren kann Kupplung KS geöffnet und der Verbrennungsmotor durch Abbremsen der E-Maschine E beschleunigt und gestartet werden. Durch das Reaktionsmoment am Steg D wird das Fahrzeug während so eines Motorstarts etwas verzögert. Deshalb ist dieser Startmodus nur bei reduzierten Anforderungen an die Fahrzeuglängsdynamik und bei betriebswarmem V-Motor geeignet. Das Getriebe befindet sich dann im 1. leistungsverzweigten Fahrbereich.

Nach dem rein elektrischen Anfahren lässt sich auch gleich in den 2. leistungsverzweigten Fahrbereich wechseln. Bei konstanter oder auch beschleunigter Abtriebsdrehzahl wird die Bremse B1 geöffnet und B2 geschlossen. Das Schaltgetriebe wechselt in den 2. Fahrbereich. Der mit dem Steg S über die Kupplung K2 verbundene V-Motor wird beschleunigt und gestartet. Gleichzeitig wird die E-Maschine E verzögert und gibt ihre kinetische Energie zur Unterstützung des Startvorganges in den Antriebsstrang. Bei diesem Startvorgang werden Fahrzeug und V-Motor gleichzeitig beschleunigt. Erst nach dem Starten des V-Motors wird die Bremse KS geöffnet und der V-Motor weiter beschleunigt.

Aus dem zweiten E-Fahrbereich lässt sich ebenfalls der Verbrennungsmotor starten und in den leistungsverzweigten Rückwärtsfahrbereich wechseln. Je nach installierter Batterie- und E-Maschinengröße wird mit so einem Antriebssystem jedoch rein elektrisch rückwärts gefahren. Die Übersetzungen sind so groß, dass die verfügbaren Abtriebsdrehmomente sogar zum Rangieren mit hohen Zuglasten ausreichen.

Das Ziel einer optimierten Getrieberegung ist, den elektrischen Speicher im stufenlosen Fahrbetrieb möglichst wenig zu belasten. Das heißt, bei einer stufenlosen Verstellung, zum Beispiel beim Beschleunigen, sollten sich die motorischen und die generatorischen Bereiche so abwechseln, dass im Speicher nur kleine Energieschwankungen auftreten. Bild 11 zeigt dafür eine mögliche Regelung der Regelübersetzung $i_E = n_E / n_{an}$ in den einzelnen Fahrbereichen, die zwischen den motorischen und generatorischen Grenzwerten liegt.

Die Übersetzungsregelung lässt sich so gestalten, dass beim Übergang vom 4. in den 5. Fahrbereich bei der Übersetzung $i=1$ die Schaltelemente ohne Schlupf schaltbar sind. Da diese beiden Fahrbereiche mit $1,20 > i > 0,69$ zu mehr als 80% der Zeit benutzt werden, erreicht man hierdurch einen sehr komfortablen stufenlosen Betrieb.

In einem stufenlosen Fahrbetrieb mit nahezu konstanter Geschwindigkeit wählt darüber hinaus eine adaptive Schaltregelung je nach dem Ladezustand des Speichers den entsprechenden Fahrbereich zum Laden oder Entladen des Speichers, die dann erforderliche Soll Drehzahl der E-Maschine im Verhältnis zur Antriebsdrehzahl und regelt die Drücke der Schaltelemente. Bei nahezu konstanter Fahrt ist es jedoch oft energetisch sinnvoller, eine der eng gestuften festen Übersetzungen einzustellen und durch Schließen der Bremse BE den elektrischen Zweig vollständig zu entlasten. Der dann höhere Getriebewirkungsgrad reduziert den Kraftstoffverbrauch mehr als der bei so enger Gangabstufung nur noch kleine Verbrauchsgewinn infolge einer stufenlosen optimalen Ausnutzung des Motorkennfeldes.

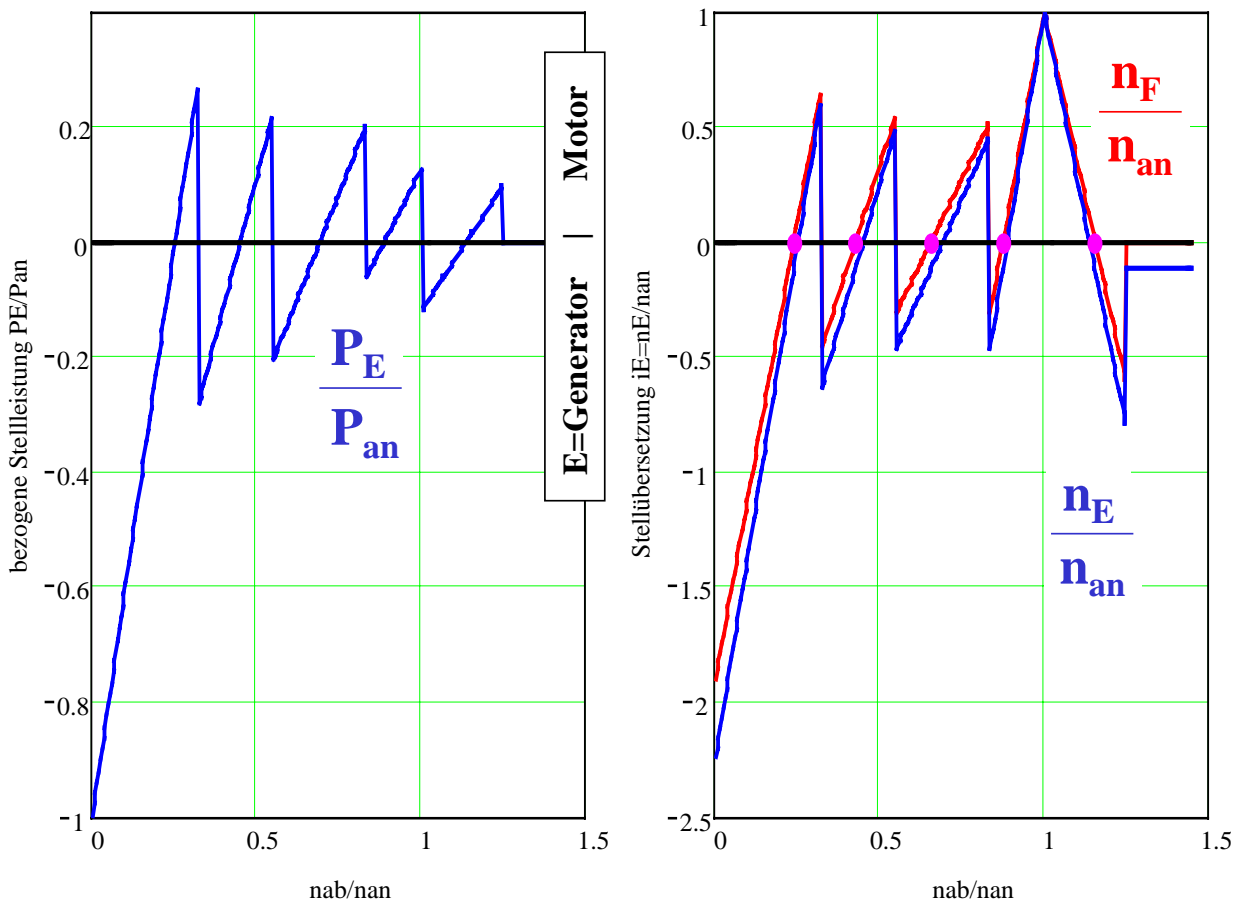


Bild 11 Stelleleistungen und Stellübersetzung bei stufenlos geregelter Übersetzung (für das Getriebe nach Bild 12)

In den einzelnen Fahrbereichen gibt es feste Verhältnisse zwischen den Drehmomenten an der Regelwelle E, dem Verbrennungsmotor und dem Abtrieb (Tabelle 3). In den Fahrbereichen 1 bis 3 beträgt das Verhältnis TVM/TE in der beispielhaften Auslegung 1,92. Zum Anfahren im ersten Fahrbereich reicht dieses Verhältnis bei einem $TE_{\max}=150$ Nm selbst für sehr drehmomentstarke Fahrzeuge aus, da in diesem Fahrbereich die Gesamtübersetzung so groß ist, dass das Drehmoment an der E-Maschine durch die Haftgrenze an den Reifen limitiert wird.

Im 4. und 5. Fahrbereich ist das Motordrehmoment mindestens 7 mal so groß wie das Drehmoment an der E-Maschine, weil bereits ein Teil der Antriebsleistung von Welle A über Kupplung KS in den Ravigneaux-Satz fließt, ohne die Stufe ADE zu belasten. In diesen Fahrbereichen kann die E-Maschine dann auch bei Vollast in den Antriebsstrang eingreifen.

Die festen Drehmomentverhältnisse führen aber zu einigen Einschränkungen bzgl. eines Boosterbetriebs und einer Bremsenergiespeicherung. Um bei einem festen Drehmomentverhältnis in einem Fahrbereich aus dem Speicher zusätzliche Leistung in den Antriebsstrang zu treiben, muss bei konstantem Motordrehmoment die E-Maschinendrehzahl erhöht werden. Bei konstanter Abtriebsdrehzahl muss man dazu die Motordrehzahl etwas reduzieren, was bei

gleicher Motorleistung auch das Motordrehmoment und damit auch das E-Maschinendrehmoment erhöht. Ein stärkerer Boosterbetrieb erfordert demnach eine leichte Verstellung der Übersetzung zum Overdrive.

Auch beim Laden des Speichers über den Starter/Generator wird die Ladeleistung über die E-Maschinendrehzahl geregelt, weil sich das Drehmoment aus dem Motormoment und der Getriebeübersetzung ergibt. Beim Laden des Speichers verstellt die Übersetzung also etwas in Richtung Underdrive. In den festen Gängen mit sehr hohem Wirkungsgrad, aber stehender E-Maschine kann das Bordnetz überhaupt nicht elektrisch versorgt werden. Nur im zusätzlichen direkten Gang lässt sich durch Schließen aller drei Kupplungen KB, KC und KS der elektrische Zweig momentenmässig vom V-Motor abkoppeln und die E-Maschine unabhängig belasten.

Die Getriebeübersetzung des E-Automaten ist also nicht mehr nur eine Funktion der Fahrstrategie zur optimalen Nutzung des Motorkennfeldes, sondern auch eine Funktion des elektrischen Leistungsflusses. Dies kann u.U. störend sein, wenn der Fahrer diese Drehzahländerungen merkt, aber nicht mit seinem Fahrpedal initiiert hat.

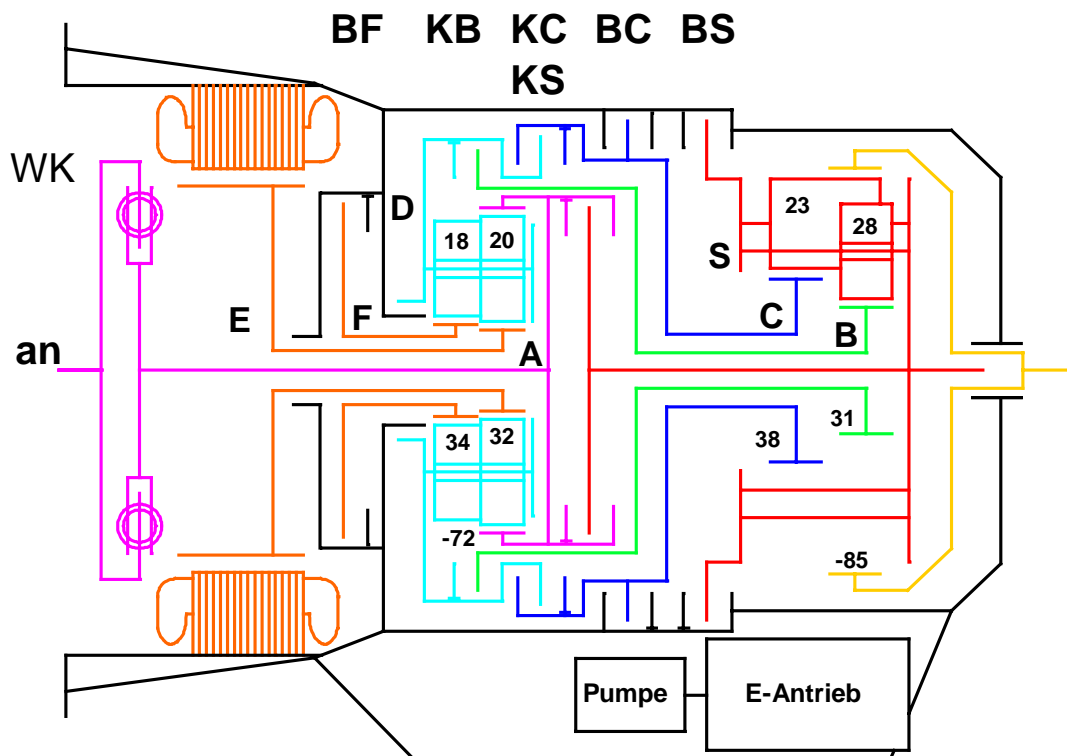


Bild 12 EF-Automat mit zusätzlicher Welle F für unabhängigen elektrischen Nebenantrieb

Bild 12 zeigt eine Lösung für dieses Problem. Das EF-Automatikgetriebe hat neben der Regelwelle E mit der E-Maschine noch eine Welle F mit der Bremse BF anstelle der Bremse BE. Zum Antrieb der Welle F trägt der Steg D Stufenplaneten mit ganz geringem Zähnezahlnunterschied. Solche Stufenplaneten lassen sich in einer Aufspannung herstellen. Der kleinere Planet treibt über ein zweites Sonnenrad die Welle F. Wählt man mit den in Bild 12 angegebenen Zähnezahlen die Standübersetzung $i_{0FA} = -1,906$, so erhält man bis auf

Abweichungen in hinteren Kommastellen die gleichen Übersetzungen wie mit dem 6-Gang-Automaten. Die Standübersetzung $i_{0EA} = -2,25$ führt nun aber dazu, dass in den 6 festen Gängen die E-Maschine mit relativ kleiner Drehzahl ($-0,118 n_A$) negativ dreht, aber unabhängig vom Verbrennungsmotor boosten, rekuperieren und das Bordnetz versorgen kann. Bild 11 verdeutlicht die eng bei einander liegenden Drehzahlverläufe von n_E und n_F im stufenlosen Betrieb.

Bei einer Antriebsdrehzahl von $n_A = 1500/\text{min}$ dreht die E-Maschine in den festen Gängen, wenn BF geschlossen ist, gerade einmal mit $-177/\text{min}$. Um bei dieser Drehzahl das Bordnetz mit 2 kW zu versorgen, müsste die E-Maschine dann +108 Nm aufbringen, was bei einer Auslegung für ein hohes Startmoment kein Problem ist. Ihre träge Masse beeinträchtigt das dynamische Verhalten des Antriebsstranges kaum. Selbst bei $n_A = 6000/\text{min}$ dreht E mit 708/min noch relativ langsam.

Durch die negative Drehzahl von E entstehen beim überwiegenden Laden des Bordnetzes positive Drehmomente am Sonnenrad E, die die Bremse BF entlasten.

Die Übernahme der Last von der Bremse BF beim Wechsel von den festen Gängen in die stufenlosen Fahrbereiche lässt sich in einer mit geringer Drehzahl rotierenden E-Maschine noch etwas leichter regeln als in einer dann stehenden Maschine.

Die Getriebestruktur nach Bild 12 erlaubt also den Einsatz einer auf hohe Startdrehmomente und geringere maximale Drehzahlen ausgelegten E-Maschine als Starter/Generator und Booster im gestuften und stufenlosen Betrieb.

5 Zusammenfassung

Automatikgetriebe haben noch sehr viel Entwicklungspotenzial. Aufbauend auf dem Lepelletier-Planetenradsatz lassen sich kompakt bauende 7- bis 9-Gang-Automaten konzipieren, die alle nicht größer und schwerer bauen als die heute in Serie laufenden 5-Gang-Automaten. Durch die mit wachsender Gangzahl sinkenden Stufensprünge erreicht man eine fast ideale Kennfeldausnutzung. Weite Gangsprünge mit einfachen Schaltungen ermöglichen auch für 9-Gang-Automaten praktikable Schaltstrategien.

Der höhere Wirkungsgrad dieser Automaten gegenüber mechanisch stufenlosen Getrieben lässt den CVT dann keine Chance zur Kraftstoffreduzierung. Für die klassischen CVT (Kette und Reibrad) spricht dann nur noch der höhere Komfort. Aber auch dieser Vorteil schwindet bei kleineren Stufensprüngen dieser Automaten.

Wesentliche Verbrauchsreduzierungen erreicht man nur noch durch ein besseres Energiemanagement im Fahrzeug. Dafür bietet sich ein elektrischer Nebenantrieb an, der auch die zunehmenden Verbraucher im Bordnetz versorgt.

Das E-Automatikgetriebe vereint wesentliche Vorteile der bekannten 6-Gang-Automatikgetriebe und einiger elektromechanischer Hybridgetriebe. Durch den zu 6-Gang-Automatikgetrieben ähnlichen mechanischen Aufbau erreicht das neue Getriebe gleich hohe Wirkungsgrade, die gleiche Leistungsdichte und das gleiche Leistungsgewicht.

Die stufenlosen Umschlingungs- und Reibradgetriebe nach dem Stand der Technik haben teilweise erheblich geringere Wirkungsgrade als 6-Gang-Automatikgetriebe. Das neue E-Automatikgetriebe übertrifft jedoch die bekannten 6-Gang-Automatikgetriebe in einigen Betriebspunkten im Wirkungsgrad. In allen Übersetzungen mit geschlossener Bremse BE (BF) ist der Wirkungsgrad des E-Automaten höher, weil die in anderen Automatikgetrieben vorhandenen Schleppverluste des hydrodynamischen Wandler hier nicht vorliegen. Im stufenlosen Betrieb liegt der Wirkungsgrad je nach elektrischem Leistungsanteil etwas niedriger. In den Fahrbereichen 4 und 5, die im Fahrzeugbetrieb einen hohen Zeitanteil einnehmen, ist jedoch der Anteil der Regelleistung so klein, dass der Wirkungsgradnachteil minimal ist.

Durch den elektrischen Nebenantrieb über die Regelwelle erhält man eine selbst für schwere Fahrzeuge ausreichende Starter/Generatorfunktion. Über den Nebenantrieb lassen sich über einen angeschlossenen Speicher außerdem ein Boosterbetrieb, ein rein elektrischer Fahrbetrieb wie auch Bremsrekuperation realisieren.

Die Struktur des E-Automaten führt dazu, dass in sechs rein mechanischen Gängen die Regelwelle steht oder beim EF-Automaten sehr langsam dreht. Durch den variablen Drehzahleingriff über die Regelwelle entstehen in dieser Struktur so fünf stufenlos regelbare Übersetzungsbereiche mit je einem motorischen und einem generatorischen Teilbereich. Das führt dazu, dass die einzelnen Fahrbereiche so nacheinander durchfahren werden können, dass selbst bei Einsatz nur einer E-Maschine auf der Regelwelle im stufenlosen Fahrbetrieb die Energieschwankungen im Speicher sehr klein bleiben. Die relativ niedrigen E-Maschinendrehzahlen beeinflussen die Antriebsdynamik nur unwesentlich.

Für die meisten Funktionen dieses Getriebes reicht schon eine kleine E-Maschine mit einem max. Drehmoment von 100 bis 150 Nm und einer maximalen Leistung von bis zu 10 kW aus. Solche Maschinen und Leistungssteuerungen sind bereits für den Fahrzeugeinsatz in einem 42 V-Bordnetz entwickelt. Damit lässt sich so ein Konzept kurzfristig aufbauen und erproben. Sobald noch leistungsfähigere E-Maschinen und Batterien verfügbar sind, kann der elektrische Nebenantrieb zusätzliche Funktionen übernehmen.

Wie von anderen Hybridgetriebekonzepten bekannt [30...33], kann zur vollständigen Entlastung des elektrischen Speichers im Fahrbetrieb eine zweite E-Maschine auf der Antriebswelle die Regelmaschine E zu einem kompletten elektrischen Regelgetriebe ergänzen. Der Einsatz eines stufenlosen Stellgetriebes zwischen Antriebs- und Regelwelle mit zwei E-Maschinen erlaubt neben der stufenlosen Drehzahlwandlung auch die stufenlose Drehmomentwandlung zwischen Antrieb und Abtrieb. Der E-Automat ist jedoch aus Kosten-, Gewichts- und Bauraumgründen vorerst besonders in der Ausführung nach Bild 12 mit nur einer E-Maschine auf der Regelwelle interessant.

Ein ganz entscheidender Vorteil dieses Konzeptes liegt darin, dass das Basisgetriebe incl. Getriebegehäuse eines 6-Gang-Wandler-Automaten und des 6-Gang-E-Automaten identisch sein können. Dies bewirkt ganz erhebliche Vorteile bezüglich der Herstellkosten und der Adaption so eines Systems in ein Fahrzeug. Da die Getriebestruktur einen gestuften und einen stufenlosen Betrieb zulässt, kann man auf dieser Basis einen Getriebebaukasten aufbauen. Als

ein wesentlicher wirtschaftlicher Vorteil bleibt damit das Entwicklungsrisiko und das Marktrisiko auch bei anfänglich kleinen Stückzahlen pro Anwendung überschaubar.

Die Revolution in der Entwicklung ganz neuer stufenloser Antriebstechnologien beantworten die Automatikgetriebe also besser mit *E*volution.

6 Literatur

- [1] G. Bauknecht, C. Bock, G. Gierer, F. Küçükay, M. Meißner, J. Neuner, F. Renoth: Das neue Fünfgangautomatikgetriebe für die überarbeiteten BMW-Achtzylindermotoren. ATZ, Heft 10/1996
- [2] R. Rösch, M. Kürschner, W. Zaiser: Das automatische Getriebe W5A 330 / 580 für Personenwagen von Mercedes Benz – Aufbau und Betriebsverhalten des mechanischen Getriebeteils. ATZ, Heft 9/1995
- [3] „Sixpack“ vom Bodensee. Automobile Industrie 12/99
- [4] P.A.G. Lepelletier: Transmission automatique multivitesse pour véhicule automobile. Europa-Patent EP 0 434 525 A1 (1990)
- [5] P.A.G. Lepelletier: Multispeed automatic transmission for automobile vehicles. US-Patent US 5,106,352 (1992)
- [6] T.G. Fellows, C. J. Greenwood: The Design and Development of an Experimental Traction Drive CVT for a 2.0 Litre Passenger Car. SAE Technical Paper Series. Paper No. 910408 (1991)
- [7] Chr. J. Greenwood, G. B. Soar: A practical CVT for a mid-range high performance passenger car. VDI-Berichte 878 (1991)
- [8] H. Machida, N. Kurachi: Prototype design and testing of the half toroidal CVT. SAE Paper 900552 (1990)
- [9] H. Machida, H. Itoh, T. Imanishi, H. Tanaka: Design Principle of High Power Traction Drive CVT. SAE Technical Paper Series, Paper NO. 950675 (1995)
- [10] H. Machida, et. al.: Fatigue Life Analysis of a Traction Drive CVT. Proc. of CVT96, Yokohama (1996), 101 ... 106
- [11] H. Machida, et. al.: Traction Drive CVT up to date. International Congress on Continuously Variable Power Transmission. Eindhoven (1999), 71 ... 76
- [12] H. Kumura, et al: Development of a Dual-Cavity Half-Toroidal CVT. International Congress on Continuously Variable Power Transmission, Eindhoven (1999), 65 ... 70

- [13] H. Tanaka: Traction drive of a high speed double cavity half-toroidal CVT. International Congress on Continuously Variable Power Transmission, Eindhoven (1999), 85 ... 90
- [14] N. Masaki, et. al.: Development of a Large Torque Capacity Half-Toroidal CVT. SAE Technical Paper Series 2000-01-0825, SAE 2000 World Congress
- [15] P. Tenberge: Kraftübertragung in stufenlosen Reibradgetrieben. Antriebstechnisches Kolloquium Aachen ATK (1997), 25 ... 60
- [16] P. Tenberge: Toroidgetriebe mit verbesserten Kennwerten. VDI-Berichte 1393 (1998), 703 ... 724
- [17] G. Goppelt: Stufenloses Automatikgetriebe Multitronik von Audi. ATZ, Heft 2/2000
- [18] K. Nowatschin, et. al.: multitronic – Das neue Automatikgetriebe von Audi. ATZ, Heft 7/8/2000
- [19] L. Hofmann: Optimierung trockenlaufender CVT-Getriebe für die Anwendung in Kraftfahrzeugen. Diss. TU Dresden (1999)
- [20] T. Yaegashi: Toyota Hybrid System THS. Toyota Motor Corporation (1997)
- [21] J. Yamaguchi: Toyota readies gasoline/electric hybrid system. Automotive engineering (1997), 55 ... 58
- [22] M. Lehna: Audi duo, ein Hybridfahrzeug für die City-Logistik. VDI-Berichte 1378 (1998), 119 ... 128
- [23] T. Vollmer, B.-R. Höhn, S. Kersch, B. Pinnekamp: Der Autarke Hybrid: Auslegung des Gesamtsystems. VDI-Berichte 1225 (1995), 9 ... 26
- [24] B.-R. Höhn, B. Pinnekamp, S. Kersch: Fahrsimulation und Verbrauchsberechnung für den Autarken Hybrid. VDI-Berichte 1175 (1995), 621 ... 636
- [25] T. Vollmer, T. Mayer, B.-R. Höhn, D. Schröder: Betriebsstrategie und Regelung des Autarken Hybridfahrzeugs. VDI-Berichte 1393 (1998), 725 ... 742
- [26] P. Dietrich, M.K. Eberle: Das ETH-Hybrid III-Antriebskonzept. VDI-Berichte 1225 (1995), 27 ... 44
- [27] W. Boll, P. Antony: Der Parallelhybrid-Antrieb von Mercedes-Benz. VDI-Berichte 1225 (1995), 64 ... 82
- [28] W. Buschhaus: Entwicklung eines leistungsorientierten Hybridantriebs mit voll-automatischer Betriebsstrategie. Dissertation RWTH Aachen (1995)

- [29] R. Busch: Entwicklung und Realisierung einer vollautomatischen Betriebsstrategie für einen leistungsorientierten Hybridantrieb. Diss. RWTH Aachen (1996)
- [30] P. Tenberge: Stufenloses Fahrzeuggetriebe mit elektrischer Leistungsverzweigung. VDI-Berichte 1346 (1997), 83 ... 114
- [31] P. Tenberge, W. Hofmann: Mechanisch elektrische Fahrzeuggetriebe im Vergleich. VDI-Berichte 1393 (1998), 551 ... 578
- [32] P. Tenberge, W. Hofmann: Elektromechanisches Hybridgetriebe. VDI-Berichte 1459 (1999), 307 ...330
- [33] P. Tenberge, W. Hofmann: Automatisiertes Fahrzeuggetriebe mit elektrischer Regelung => Hybridgetriebe. LuK-Kolloquium: E-Maschine im Antriebsstrang (1999), 87 ... 114
- [34] J. Seiler: Betriebsstrategien für Hybridfahrzeuge mit Verbrennungsmotor unter der Berücksichtigung von Kraftstoffverbrauch und Schadstoffemissionen während der Warmlaufphase. Diss. TU München (2000)

Quellenhinweis:

Wiedergegeben mit freundlicher Genehmigung des VDI-Verlages Düsseldorf:
Getriebe in Fahrzeugen 2001, VDI-Bericht 1610, S. 455 ... 480