

(12) NACH DEM VERTRAG ÜBER DIE INTERNATIONALE ZUSAMMENARBEIT AUF DEM GEBIET DES PATENTWESENS (PCT) VERÖFFENTLICHTE INTERNATIONALE ANMELDUNG

(19) Weltorganisation für geistiges Eigentum  
Internationales Büro



(43) Internationales Veröffentlichungsdatum  
6. Mai 2004 (06.05.2004)

PCT

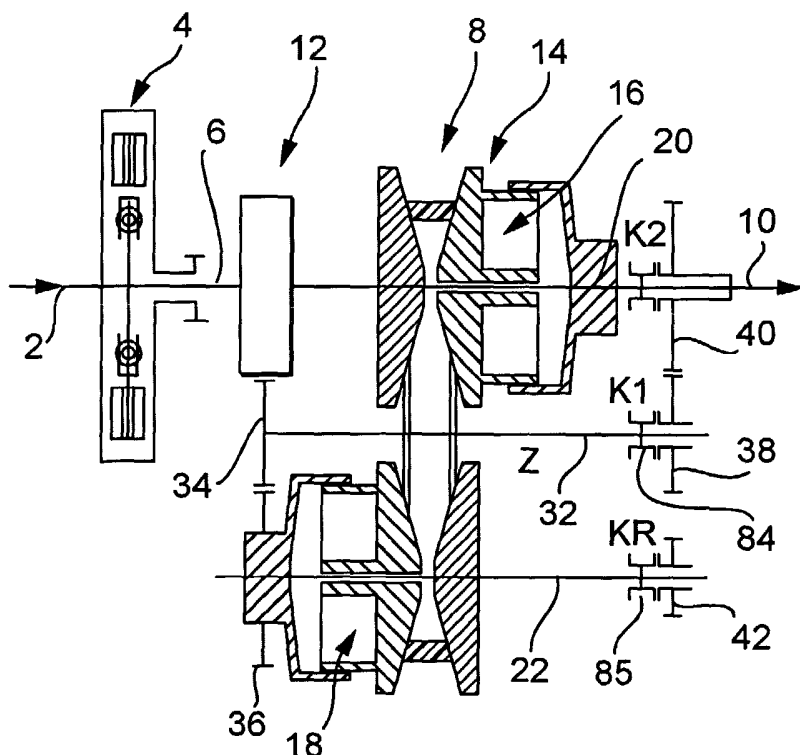
(10) Internationale Veröffentlichungsnummer  
WO 2004/038257 A1

- (51) Internationale Patentklassifikation<sup>7</sup>: F16H 37/08 (71) Anmelder (für alle Bestimmungsstaaten mit Ausnahme von US): LUK LAMELLEN UND KUPPLUNGSBAU BETEILIGUNGS KG [DE/DE]; Industriestrasse 3, 77815 Bühl (DE).
- (21) Internationales Aktenzeichen: PCT/DE2003/003492
- (22) Internationales Anmeldedatum: 21. Oktober 2003 (21.10.2003) (72) Erfinder; und (75) Erfinder/Anmelder (nur für US): LAUINGER, Christian [DE/DE]; Ooser Sternstrasse 1, 76532 Baden-Baden (DE). VORNEHM, Martin [DE/DE]; Im Grün 47, 77815 Bühl (DE). TENBERGE, Peter [DE/DE]; Drosselring 14, 09123 Chemnitz (DE). ENGLISCH, Andreas [DE/DE]; Gebersbergstrasse 2, 77815 Bühl (DE).
- (25) Einreichungssprache: Deutsch
- (26) Veröffentlichungssprache: Deutsch
- (30) Angaben zur Priorität: 102 49 318.9 22. Oktober 2002 (22.10.2002) DE (81) Bestimmungsstaaten (national): AE, AG, AL, AM, AT (Gebrauchsmuster), AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BY,

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

(54) Title: POWER-SPLIT TRANSMISSION HAVING AN INFINITELY VARIABLE RATIO

(54) Bezeichnung: LEISTUNGSVERZWEIGTES GETRIEBE MIT STUFENLOS VERSTELLBARER ÜBERSETZUNG



(57) Abstract: A power-split transmission having an infinitely variable ratio contains: an input-side power divider (12) with a input gear (24; 50; 70) that is connected in a rotationally fixed manner to a primary shaft (6); a variator (14); a secondary shaft (10), and; two clutches (K1, K2). Said input gear of the power divider is rotatably engaged with an input shaft (20) of the variator via at least one gear of the power divider. An output gear (30; 54; 82) of the power divider is rotationally engaged with an intermediate shaft (32), which is arranged in a functionally parallel manner with regard to the variator and which is rotationally engaged with an output shaft of the variator. Said intermediate shaft (32) can be brought into rotational engagement with the secondary shaft (10) via a first clutch (K1), and the input shaft (20) can be brought into rotational engagement with the secondary shaft (10) via a second clutch (K2).

(57) Zusammenfassung: Ein

leistungsverzweigtes Getriebe mit stufenlos verstellbarer Übersetzung enthält ein eingangsseitiges Verteilergetriebe (12) mit einem drehfest mit einer Antriebswelle (6) verbundenen Eingangsrad (24; 50; 70), einen Variator (14), eine Abtriebswelle (10) und zwei Kupplungen K1, K2 wobei das Eingangsrad des Verteilergetriebes über wenigstens ein Rad des Verteilergetriebes in Dreheingriff mit einer Eingangswelle (20) des Variators ist, ein Ausgangsrad (30; 54; 82) des Verteilergetriebes in Dreheingriff mit einer funktionsmässig parallel zum Variator angeordneten

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

WO 2004/038257 A1



BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ (Gebrauchsmuster), CZ, DE (Gebrauchsmuster), DE, DK (Gebrauchsmuster), DK, DM, DZ, EC, EE (Gebrauchsmuster), EE, ES, FI (Gebrauchsmuster), FI, GB, GD, GE, GH, GM, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KP, KR, KZ, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV, MA, MD, MG, MK, MN, MW, MX, MZ, NO, NZ, OM, PH, PL, PT, RO, RU, SD, SE, SG, SK (Gebrauchsmuster), SK, SL, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, YU, ZA, ZM, ZW.

DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IT, LU, MC, NL, PT, RO, SE, SI, SK, TR), OAPI-Patent (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

**Veröffentlicht:**

- mit internationalem Recherchenbericht
- vor Ablauf der für Änderungen der Ansprüche geltenden Frist; Veröffentlichung wird wiederholt, falls Änderungen eintreffen

**(84) Bestimmungsstaaten (regional):** ARIPO-Patent (GH, GM, KE, LS, MW, MZ, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), eurasisches Patent (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), europäisches Patent (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE,

Zur Erklärung der Zweibuchstaben-Codes und der anderen Abkürzungen wird auf die Erklärungen ("Guidance Notes on Codes and Abbreviations") am Anfang jeder regulären Ausgabe der PCT-Gazette verwiesen.

### Leistungsverzweigtes Getriebe mit stufenlos verstellbarer Übersetzung

Die Erfindung betrifft ein leistungsverzweigtes Getriebe mit stufenlos verstellbarer Übersetzung.

5

Getriebe mit stufenlos verstellbarer Übersetzung erfreuen sich in Personenkraftwagen nicht nur wegen des mit ihnen möglichen Fahrkomforts, sondern auch wegen möglicher Verbrauchsminderungen steigender Beliebtheit. Ihr Leistungsvermögen ist im Allgemeinen durch das Drehmomentübertragungsvermögen und den Übersetzungsspreizungsbereich des Variators begrenzt. Der Variator kann in an sich bekannter Weise in Form eines Kegelscheibenumschlingungsgetriebes mit zwei Kegelscheibenpaaren ausgebildet sein, um die ein Umschlingungsmittel, beispielsweise eine Laschenkette, umläuft. Die Übersetzungsverstellung erfolgt durch gegensinnige Veränderung des Abstandes zwischen den Scheiben der Kegelscheibenpaare. Der Variator kann beispielsweise auch in an sich bekannter Weise als Reibradgetriebe ausgebildet sein, bei dem der wirksame Radius, auf dem Räder bzw. Scheiben oder sonstige Wälzkörper aufeinander abrollen, verändert wird.

Bekannt ist, den Spreizungsbereich solcher Getriebe mit kontinuierlich verstellbarer Übersetzung dadurch zu vergrößern, dass mit Leistungsverzweigung gearbeitet wird, wobei in einem leistungsverzweigten Bereich die Drehmomentübertragung sowohl über den Variator als auch über eine parallel zum Variator angeordnete Festübersetzung erfolgt und im nicht verzweigten Bereich die Drehmomentübertragung nur über den Variator erfolgt. Ein Summiergetriebe, das im Allgemeinen an der Abtriebsseite des leistungsverzweigten Getriebes, d. h. hinter dem Variator, angeordnet ist, führt die beiden Zweige auf die Abtriebswelle zusammen. Der Übersetzungsbereich des Variators wird im leistungsverzweigten und nicht-leistungsverzweigten Bereich gegensinnig durchfahren, sodass das Getriebe eine gegenüber dem Variator vergrößerte Spreizung ermöglicht. Das Summiergetriebe kann entweder als einfaches Planetengetriebe oder als ein Planetenkoppelgetriebe, das aus zwei Planetenebenen besteht, ausgeführt sein.

30

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, ein Getriebe mit stufenlos verstellbarer Übersetzung zu schaffen, das sowohl eine hohe Übersetzungsspreizung als auch ein hohes Drehmomentübertragungsvermögen aufweist.

- 2 -

Diese Aufgabe wird mit einem leistungsverzweigten Getriebe mit stufenlos verstellbarer Übersetzung gelöst, das enthält:

- 5 ein eingangsseitiges Verteilergetriebe mit einem drehfest mit einer Antriebswelle oder über eine Anfahrkupplung mit einer Antriebswelle verbundenen Eingangsrads,  
einen Variator,  
eine Abtriebswelle und  
zwei Kupplungen, wobei
- 10 das Eingangsrads des Koppelgetriebes in Dreheingriff mit einer Eingangswelle des Variators ist,  
ein Ausgangsrads des Koppelgetriebes in Dreheingriff mit einer funktionsmäßig parallel zum Variator angeordneten Zwischenwelle ist, die in Dreheingriff mit einer Ausgangswelle des Variators ist,
- 15 die Zwischenwelle über eine erste Kupplung in Dreheingriff mit der Abtriebswelle bringbar ist und  
die Eingangswelle über eine zweite Kupplung in Dreheingriff mit der Abtriebswelle bringbar ist.
- 20 Bei dem erfindungsgemäßen Getriebe handelt es sich um ein Dreiwellengetriebe, das ständig in Leistungsverzweigung betrieben wird, wodurch sowohl das Drehmomentübertragungsvermögen als auch die Übersetzungsspreizung vergrößert werden.

Vorteilhaft ist das Verteilergetriebe als ein einfaches Planetengetriebe oder ein Planetenkoppelgetriebe, das aus zwei Planetenebenen besteht, ausgeführt.

Wegen der bereits oben erwähnten ständigen Leistungsverzweigung, und des damit verbundenen ständigen Wälzens des Verteilergetriebes ist es von Vorteil, das Einfachplanetengetriebe oder das Planetenkoppelgetriebe mit negativen Standübersetzungen auszuführen. Dadurch kann die entstehende Wälzleistung, welche den Wirkungsgrad reduziert und demzufolge immer einen erhöhten Kraftstoffverbrauch zur Folge hat, minimiert werden. Insbesondere aus Bauraumgründen kann die Standübersetzungen des Einfachplanetengetriebes auf Übersetzungen von  $-1.5$  bis etwa  $-2.5$  eingegrenzt sein.

- 3 -

Bei einer bevorzugten Ausführungsform ist das Verteilergetriebe ein Einfachplanetengetriebe. Dabei ist die Antriebswelle drehfest mit einem Planetenträger verbunden, dessen Planetenräder in Dreheingriff mit einem Sonnenrad sind, das in  
5 Dreheingriff mit der Zwischenwelle ist, und in Dreheingriff mit einem Hohlrad sind, das drehfest mit der Eingangswelle des Variators verbunden ist.

In einer weiteren bevorzugten Ausführungsform des erfindungsgemäßen leistungsverzweigten Getriebes ist das Verteilergetriebe ein Koppelplanetengetriebe, das aus  
10 zwei gekoppelten Planetengetrieben besteht. Dabei ist die Antriebswelle drehfest mit einem Planetenträger verbunden, dessen Planetenräder in Dreheingriff mit einem Sonnenrad sind, das in Dreheingriff mit der Zwischenwelle ist, und in Dreheingriff mit einem Hohlrad sind, das drehfest mit einem zweiten Planetenträger verbunden ist, dessen Planetenräder in Dreheingriff mit dem Sonnenrad und mit einem weiteren  
15 Hohlrad sind, das drehfest mit der Eingangswelle des Variators verbunden ist.

Bei einer weiteren Ausführungsform des leistungsverzweigten Getriebes, wobei das Verteilergetriebe als Koppelgetriebe ausgeführt ist, ist die Antriebswelle drehfest mit einem Planetenträger verbunden, dessen Planetenräder in Dreheingriff mit einem  
20 Sonnenrad und einem Hohlrad sind, wobei das Sonnenrad drehfest mit der Eingangswelle des Variators verbunden ist und das Hohlrad drehfest mit einem weiteren Planetenträger verbunden ist, dessen Planetenräder in Dreheingriff mit dem Sonnenrad und einem weiteren Hohlrad sind, das in Dreheingriff mit der Zwischenwelle ist.

25 Zur Realisierung eines Rückwärtsganges ist die Ausgangswelle des Variators über eine Rückwärtsfahrkupplung drehfest mit einem Rückwärtsrad verbunden.

Um komfortmindernde Rucke beim Umschalten zwischen den beiden Leistungsverzweigen zu mindern, sind die Übersetzungen zwischen den einzelnen Rädern des Getriebes vorteilhaft derart gewählt, dass bei der durch Betätigen der ersten und zweiten  
30 Kupplung erfolgenden Bereichsumschaltung die Sprünge der dynamischen Leistungen eines ersten und eines zweiten Kegelscheibenpaares des Variators minimal sind.

- 4 -

Mit dem erfindungsgemäßen leistungsverzweigten Getriebe werden komfortablen automatischen Getrieben mit stufenlos veränderbarer Übersetzung neue Einsatzfelder auch für Motoren mit höherem Drehmoment, beispielsweise im Bereich von 500 Nm und darüber erschlossen.

5

Die Erfindung wird im Folgenden anhand schematischer Zeichnungen beispielsweise und in weiteren Einzelheiten erläutert.

In den Zeichnungen stellen dar:

10

Fig. 1 ein Blockschaltbild einer Ausführungsform eines erfindungsgemäßen Getriebes, wobei das Verteilergetriebe als Einfachplanetengetriebe oder als Koppelplanetengetriebe ausgeführt sein kann,

Fig. 1a ein Blockschaltbild einer Ausführungsform eines erfindungsgemäßen Getriebes, wobei das Verteilergetriebe als Einfachplanetengetriebe ausgeführt ist,

Fig. 2 ein vereinfachtes Schema des Getriebes gemäß Fig. 1a,

Fig. 3 das Schaltschema des Getriebes gemäß Fig. 1a,

Fig. 4 mögliche Schemata von erfindungsgemäßen Getrieben mit als Einfachplanetengetriebe ausgeführtem Verteilergetriebe,

Fig. 5 die Gesamtübersetzung in Abhängigkeit von der Variatorübersetzung für die Varianten Nr. 1, 4 und 5 gemäß Fig. 4,

Fig. 6 die auf die Motordrehzahl normierten Drehzahlen der Kegelscheibenpaare abhängig von der Gesamtübersetzung für die Variante 1 der Fig. 4,

Fig. 7 das auf das Motormoment normierte wirksame Moment am Kegelscheibenpaar 1 in Abhängigkeit von der Gesamtübersetzung für die Variante 1 der Fig. 4,

Fig. 8 die Zeitabhängigkeit der Variatorübersetzung ( $i_{Var}$ ), der Gesamtübersetzung ( $i_{Ges}$ ), der Motordrehzahl ( $n_{Mot}$ ) und der durch die Massenträgheitsmomente bedingten dynamischen Leistungen von Scheibensatz 1 und Scheibensatz 2 ( $P_{dynSS1}$  und  $P_{dynSS2}$ ) während einer Kickdown-Rückschaltung mit Bereichumschaltung der Variante 1 gemäß Fig. 4,

Fig. 9 ein Blockschaltbild einer Ausführungsform eines erfindungsgemäßen Getriebes, wobei das Verteilergetriebe als Koppelplanetengetriebe ausgeführt ist und

Fig. 10 ein Blockschaltbild einer weiteren abgeänderten Variante des Getriebes, wobei das Verteilergetriebe ebenfalls als Planetenkoppelgetriebe ausgeführt ist.

- 5 -

Fig. 11 ein Diagramm einer Kettenbelastung in Abhängigkeit verschiedener Parametersätze für ein Getriebe mit Einfachplanetengetriebe nach Variante 4 der Figur 4,

5 Fig. 12 ein Diagramm des Gesamtwirkungsgrads in Abhängigkeit von der Gesamtübersetzung für ein Getriebe mit Einfachplanetengetriebe mit unterschiedlichen Parametersätzen der Variante 4 gemäß Figur 4,

Fig. 13 ein Diagramm einer Kettenbelastung in Abhängigkeit verschiedener Parametersätze für ein Getriebe mit Koppelplanetengetriebe gemäß der Figur 10.

10 Gemäß Fig. 1 ist eine Kurbelwelle 2 eines nicht dargestellten Verbrennungsmotors über eine Anfahrkupplung 4 mit der Antriebswelle 6 eines insgesamt mit 8 bezeichneten leistungsverzweigten Getriebes verbunden, dessen Abtriebswelle mit 10 bezeichnet ist. Die Pfeile an der Kurbelwelle 2 und der Abtriebswelle 10 bezeichnen die Drehmomentflussrichtung durch das Getriebe, wenn die nicht dargestellte Brennkraftmaschine antreibt.  
15

Das Getriebe 8 enthält ein Koppelgetriebe 12 und einen Variator 14 mit einem ersten Kegelscheibenpaar 16 und einem zweiten Kegelscheibenpaar 18. Der Variator ist in seinem Aufbau an sich bekannt. Das erste Kegelscheibenpaar ist mit einer Eingangswelle 20 des Variators drehfest verbunden. Das zweite Kegelscheibenpaar 18 ist mit einer Ausgangswelle 22 des Variators drehfest verbunden.  
20

Die Antriebswelle 6 dient als Eingangswelle für das Verteilergetriebe 12, das in den Figuren 1a, 9 und 10 näher dargestellt Ausgangsseitig ist die Zwischenwelle 32 über eine Kupplung K1 drehfest mit einem Kupplungsrad 38 verbunden, das mit einem Abtriebsrad 40 kämmt, das drehfest mit der Abtriebswelle 10 verbunden ist.  
25

Die Eingangswelle 20 ist über eine Kupplung K2 drehfest mit der Abtriebswelle 10 verbindbar.  
30

Die Ausgangswelle 22 des Variators ist über eine Kupplung KR drehfest mit einem Rückwärtsrad 42 verbunden, das für einen Rückwärtsantrieb des Fahrzeugs in an sich bekannter Weise vorgesehen ist. Die durch die einzelnen Elemente des geschilderten

- 6 -

Getriebes bewirkten Übersetzungen sind jeweils mit  $i$  und einem zugehörigen Index bezeichnet.

Figur 1a zeigt ein Ausführungsbeispiel eines Verteilergetriebes 12 als Einplanetenge-  
5 triebe 12'. ist. Hierbei ist die Antriebswelle 6 drehfest mit dem Träger 24 des Verteiler-  
getriebes 12 verbunden. Die an dem Träger 24 gelagerten Planetenräder 26 kämmen  
mit der Innenverzahnung eines Hohlrades 28, das drehfest mit der Eingangswelle 20  
verbunden ist.

10 Die Planetenräder 26 kämmen weiter mit einer ersten Verzahnung eines Sonnenrades  
30, das im dargestellten Beispiel das Ausgangsrad des Verteilergetriebes bildet und  
mit einem drehfest mit einer Zwischenwelle 32 verbundenen Zwischenrad 34 kämmt.  
Die Zwischenwelle 32 ist funktional parallel zum Variator 14 angeordnet. Das Zwi-  
schenrad 34 kämmt mit einem drehfest mit der Ausgangswelle 22 verbundenen Rad  
15 36.

Figur 1b zeigt ein Getriebe mit einem Verteilergetriebe 112, das aus zwei gekoppelten  
Planetenge-trieben 112a und 112b gebildet ist. Dabei sind das Sonnenrad 130b des  
Planetenge-triebes 112b und das der Träger 124a des Planetenge-triebes 112a mit der  
20 Eingangswelle 106 verbunden. Der Träger 124b des Planetenge-triebes 112b ist  
verdrehbar auf der Eingangswelle 106 gelagert und über ein auf der Zwischenwelle  
132 gelagertes Losrad 160 mit dem Welle 122 des Scheibensatzes 116 verbunden.  
Zwischen dem Losrad 130 und der Welle 122 wird die Übersetzung  $i_2$  und zwischen  
dem Träger 124b und dem Losrad 160 die Übersetzung  $i_1$  eingestellt. Das Hohlrad  
25 128a des Planetenge-triebes 112a ist mit dem Träger 124b des Planetenge-triebes  
gekoppelt und bildet die Übersetzung  $i_3$  aus. Das Hohlrad 128b des Planetenge-trie-  
bes 112b ist mit der Zwischenwelle 132 und das Sonnenrad 130a des Planetenge-trie-  
bes 112a ist mit der Welle 120 des ersten Scheibensatzes 114 gekoppelt. Die Welle  
120 ist mittels einer Kupplung K1 mit der Zwischenwelle 132 unter Ausbildung einer  
30 Übersetzung  $i_4$  koppelbar.

Fig. 2 stellt das Getriebe gemäß Fig. 1a in einem vereinfachten Schaltschema dar,  
wobei T den Planetenträger, H das Hohlrad und S das Sonnenrad bezeichnet.



- 7 -

Fig. 3 gibt das Schaltschema des Getriebes gemäß Fig. 1 an. Für Rückwärtsfahrt (R) ist die Kupplung KR geschlossen, und die Kupplungen K1 und K2 sind offen.

5 Im Neutralgang (N) sind alle Kupplungen offen.

Im Bereich hoher Übersetzungen, d. h. niedriger Fahrzeuggeschwindigkeiten (Drive-Low) ist die Kupplung KR offen, die Kupplung K2 offen und die Kupplung K1 geschlossen. Der Abtrieb auf die Abtriebswelle 10 erfolgt somit über die Zwischenwelle  
10 32.

Im Bereich niedriger Übersetzungen bzw. hoher Fahrgeschwindigkeiten (D-High) ist nur die Kupplung K2 geschlossen.

15 Wie ersichtlich, wird das Getriebe sowohl bei hoher Übersetzung als auch bei niedriger Übersetzung leistungsverzweigt betrieben, d. h. nur ein Teil des gesamten übertragenen Drehmoments wird über den Variator 14 übertragen. Dadurch kann die Belastung des Variators 14 sowie der um die beiden Kegelscheibenpaare 16 und 18 umlaufenden Kette vermindert werden, sodass gegenüber herkömmlichen Getrieben höhere Drehmomente möglich sind.  
20

Fig. 4 zeigt anhand der Schemata in der Spalte Getriebekonfiguration, dass je nach Anbindung der Elemente des einfachen Planetengetriebes gemäß Fig. 1 sechs unterschiedliche Varianten möglich sind.

25

Die dritte Spalte (Bereich Low  $M_{SS1}/M_{Mot}$ ) gibt das Verhältnis des Moments des ersten Scheibenpaars 16 zu der der Antriebswelle 6 an, wenn sich das Getriebe im Low-Bereich befindet. Die vierte Spalte (Bereich High  $M_{SS1}/M_{Mot}$ ) gibt das Verhältnis des Moments des ersten Scheibenpaars 16 bzw. der Eingangswelle 20 des Variators zu  
30 der der Antriebswelle 6 an, wenn sich das Getriebe im High-Bereich befindet.

Für die Auslegung des Getriebes bzw. der sechs Getriebekonfigurationen wird die Standübersetzung  $i_0$  und das auf das Motormoment normierte Moment am ersten Kegelscheibenpaar 16 im Bereich High, jedoch unmittelbar am Umschaltpunkt zwischen

- 8 -

- den beiden Bereichen vorgegeben. Wenn zur Vereinfachung die Festübersetzungen  $i_1$  und  $i_3$  (siehe Fig. 1) zunächst identisch angenommen werden, sind mit diesen Vorgaben alle Übersetzungen festgelegt. Durch die Vorgabe von  $i_0$  ist das Verhältnis der Drehzahlen der Eingangswelle 10 und der Antriebswelle 6 im Bereich Low festgelegt.
- 5 Wenn man sich bauraumbedingt auf negative Standübersetzungen mit Werten zwischen  $-1,5$  bis  $-2,5$  beschränkt, entfallen die Varianten 2, 3 und 6, weil das genannte Momentenverhältnis deutlich größer als 1 ist und dadurch die Gefahr hoher Kettenschädigung besteht.
- 10 In Fig. 5 ist für die Varianten 1, 4 und 5 die Gesamtübersetzung  $i_{ges}$  (Ordinate) abhängig von der Variatorübersetzung (Abszisse) dargestellt. Das linke Diagramm zeigt die Variante 1, das mittlere Diagramm die Variante 4 und das rechte Diagramm die Variante 5. Wie ersichtlich sind die Verläufe für die Varianten 4 und 5 identisch. Der Bereichswechsel erfolgt bei allen Varianten etwa bei  $i_{var} = 0,4$ , jedoch bei der Variante 1
- 15 bei einer niedrigeren Gesamtübersetzung. Der lineare Teil der Kurven der Fig. 5 ist wegen der Leistungsverzweigung auch in diesem Bereich (Low-Bereich) keine Ursprungsgerade. Durch die Leistungsverzweigung in beiden Fahrbereichen ist es möglich, die Maximal- und Minimalwerte der Drehzahlen der beiden Scheibenpaare bzw. der Eingangswelle 20 und Ausgangswelle 22 des Variators auf ähnliches Niveau zu
- 20 bringen.

Dies ist in Fig. 6 für die Variante 1 dargestellt wobei die Ordinate jeweils das Verhältnis zwischen der Drehzahl eines Scheibenpaars und der Drehzahl der Antriebswelle 6 angibt und die Abszisse die Gesamtübersetzung  $i_{ges}$  angibt. Die durchgehende Kurve

25 gibt die Verhältnisse für das erste Scheibenpaar 16, die gestrichelte Kurve für das Scheibenpaar 18. Die Minimal- und Maximalwerte variieren im dargestellten Beispiel zwischen etwa der halben und etwa dem 1,5-fachen der Motordrehzahl. Das zweite Scheibenpaar 18 kann dadurch, insbesondere am Bereichsweschelpunkt, an dem kleinste Variatorübersetzungen erreicht werden, auf ein deutlich geringeres Drehzahl-

30 niveau gebracht werden, wodurch die Kettenschädigung aufgrund der verminderten Fliehkräfte und der geringeren dynamischen Effekte deutlich vermindert werden. Dies ist vor allem im Hinblick auf moderne Motoren, die höhere Maximaldrehzahlen haben, wichtig. Ein weiterer Vorteil der geringeren Drehzahlen liegt darin, dass bei einigen

- 9 -

der Varianten der Fig. 4 auf eine Fliehölkompensation verzichtet werden kann und somit ein Kostenvorteil erreicht wird.

Fig. 7 zeigt für die Variante 1 das am ersten Scheibenpaar 16 wirksame Moment, bezogen auf das vom Motor her wirkende Moment (Ordinate) abhängig von der Gesamtübersetzung (Abszisse). Wie ersichtlich, ist das durch die Leistungsverzweigung in beiden Fahrbereichen am ersten Scheibenpaar wirksame Moment nur in einem engen Übersetzungsbereich um den Bereichswchelpunkt herum größer als das Motormoment. Dadurch ergeben sich zahlreiche weitere Vorteile:

10

Die Anpresskraft des Umschlingungsmittels kann in dem Maß wie das vom Variator zu übertragende Moment reduziert wird, ebenfalls gesenkt werden. Dadurch sind die Belastungen der Wiegegelenke und die Spannungen in den Laschen der umlaufenden Laschenkette reduziert, wodurch die Kettenlebensdauer erhöht ist.

15

- Durch das niedrigere Momentenniveau ist eine verminderte Anpressung möglich, wodurch sowohl der unmittelbare Reibkontakt zwischen der Kette und den Kegelflächen vermindert ist, als auch die auf die Verstellscheibe aufzubringenden Anpressdrucke verringert werden. Dies bedingt einen verminderten Energieverbrauch des Variators sowie der Anpresshydraulik und senkt den Kraftstoffverbrauch.

20

- Hohe Momente an den Kegelscheibenpaaren stellen hohe Anforderungen an die Festigkeit der Wellen. Durch das reduzierte Momentenniveau werden diese Anforderungen vermindert, sodass weitere Spreizungserhöhungen möglich sind.

25

Eine Analyse der sechs in Fig. 5 gezeigten Getriebekonfigurationen haben gezeigt, dass in bezug auf eine gegebenenfalls auftretende Kettenschädigung und einer sich daraus ergebenden Lebensdauer der Kette die Variante Nr. 4 besonders vorteilhaft sein kann.. In Fig. 11 ist hierzu beispielhaft die Belastung B der Kette für die Variante 4 bei fester Standübersetzung  $-1.5$  des Verteilergetriebes als Einfachplanetengetriebe 12' (siehe Fig. 1a) für verschiedene Parametersätze 1- 5 der Auslegung gezeigt. Die minimale Kettenschädigung wird mit einer Auslegung gemäß Parametersatz -Nr. 3 erreicht. Diesem entsprechen die folgenden Übersetzungswerte: Standübersetzung  $i_0 = -1.5$ , Festübersetzungen  $i_1 = i_3 = -1.414$ ,  $i_2 = -1.871$  sowie die Achsübersetzung  $i_{\text{Achse}} =$

30

- 10 -

3.623. Von diesem Parametersatz abweichende Auslegungen für die Übersetzungen führen gemäß Fig. 11 immer zu einer Erhöhung der Kettenbelastung. Dieser Parametersatz ist daher besonders vorteilhaft. Für spezielle Abstimmungen des Getriebes können jedoch auch Parametersätze mit höheren Belastungen vorteilhaft sein, wie sie  
5 beispielsweise in den Parametersätzen Auslegungen zu Belastungen zwischen etwa 2.5 und 3.0 möglich, sofern das maximale Motormoment entsprechend angepasst wird.

Die Figur 12 zeigt die für den Parametersatz 3 entsprechende Kurve des Gesamtwir-  
10 kungsgrads über der Gesamtübersetzung beginnend vom Overdrive OD zum Underdrive UD. Es wird deutlich, dass der Parametersatz Nr. 3 die ausgeglichene Kurve aufweist und aus dieser Sicht ebenfalls sehr vorteilhaft ist.

Experimentelle und theoretische Untersuchungen haben weitergezeigt, dass für die  
15 zeitliche Änderung der Variatorübersetzung, für die die Beziehung

$$\frac{di_{Var}}{dt} = \frac{di_{Var}}{di_{Ges}} \times \frac{di_{Ges}}{dt}$$

gilt, wobei  $di_{Ges}/dt$  die Soll-Gesamtgetriebeübersetzung darstellt, mit den in Fig. 4 dar-  
20 gestellten Getriebekonfigurationen gegenüber anderen leistungsverzweigten Getrieben, bei denen das Planetengetriebe bzw. das Planetenkoppelgetriebe beispielsweise hinter dem Variator angeordnet ist, Verbesserungen erzielbar sind.

Ein wichtiger Aspekt bei leistungsverzweigten Getrieben liegt in dem Komfort der Be-  
25 reichsumschaltung, die im Synchronpunkt (gleiche Gesamtübersetzungen bei geschlossener Kupplung K1 und bei geöffneter Kupplung K2 sowie bei geöffneter Kupplung K1 und geschlossener Kupplung K2) erfolgt. Die Umschaltung der Kupplungen darf möglichst nicht spürbar sein. Ein charakteristisches Merkmal leistungsverzweigter Getriebe ist die Änderung der dynamischen Leistung von im Triebstrang angeordne-  
30 ten Trägheitsmassen am Bereichswechsel, die sich aus den unterschiedlichen Beschleunigungen der Trägheitsmassen in den beiden Fahrbereichen ergeben. Bereits durch eine geschickte Wahl und Auslegung der Gesamtgetriebestruktur (Einzelüber-

- 11 -

setzungen i) kann Einfluss auf den Übersetzungsverlauf und damit die Änderung der dynamischen Leistungsanteile am Bereichsweschelpunkt genommen werden.

Für die vorliegenden Getriebestrukturen sind die Drehzahlen des ersten Scheibenpaars 16 (SS1) und des zweiten Scheibenpaars 18 (SS2) gegeben durch die Gleichungen:

$$n_{SS1} = n_{Mot} \times i_{Var} \times f(i_{Var})$$

$$n_{SS2} = n_{Mot} \times f(i_{Var})$$

10

wobei  $n_{Mot}$  die Drehzahl des Motors bzw. die Antriebswelle 6 ist,  $i_{var}$  die Variatorübersetzung ist und  $f(i_{var})$  eine Funktion der Variatorübersetzung ist.

Eine Besonderheit der vorliegenden Getriebe mit Leistungsverzweigung im Low- und High-Bereich ist die Abhängigkeit der Drehzahl von Scheibensatz 1,  $n_{SS1}$ , von der Variatorübersetzung  $i_{var}$ . Die Funktion  $f(i_{var})$  hängt von der jeweiligen Variante (Fig. 4) ab. Neben der Variatorübersetzung hängt die Funktion  $f$  von den einzelnen Übersetzungen  $i$  ab.

Mit den Gleichungen für  $n_{SS1}$  und  $n_{SS2}$  können die dynamischen Leistungen  $P_{dyn,SS1}$  und  $P_{dyn,SS2}$  für die Scheibenpaare 16 und 18 berechnet werden, wobei beispielsweise für die Variante 4 der Fig. 4 die Gleichungen

$$P_{dyn,SS1} = \Theta_{SS1} \cdot n_{Mot} \cdot i_{Var}^2 \cdot f(i_{Var})^2 \frac{dn_{Mot}}{dt} + \Theta_{SS1} \cdot n_{Mot}^2 \cdot i_{Var} \cdot f(i_{Var}) \cdot \left[ i_{Var} \cdot \frac{\partial f}{\partial i_{Var}} + f \right] \cdot \frac{\partial i_{Var}}{\partial i_{Ges}} \cdot \frac{di_{Ges}}{dt}$$

$$P_{dyn,SS2} = \Theta_{SS2} \cdot n_{Mot} \cdot f(i_{Var})^2 \frac{dn_{Mot}}{dt} + \Theta_{SS2} \cdot n_{Mot}^2 \cdot f(i_{Var}) \cdot \frac{\partial f}{\partial i_{Var}} \cdot \frac{\partial i_{Var}}{\partial i_{Ges}} \cdot \frac{di_{Ges}}{dt}$$

25

- 12 -

gelten, wobei  $\Theta_{SS1}$  und  $\Theta_{SS2}$  die Massenträgheitsmomente von Scheibenpaar 16 und Scheibenpaar 18 darstellen. Die unterschiedlichen Übersetzungsverläufe  $i_{var}(i_{Ges})$  im High- und Low-Bereich und die Unstetigkeiten in der Ableitung  $di_{var}/di_{Ges}$  am Bereichsweschelpunkt sind dafür verantwortlich, dass sowohl  $P_{dyn, SS1}$ , als auch  $P_{dyn, SS2}$  am Bereichsweschelpunkt Sprünge aufweisen. Die Sprunghöhe kann unmittelbar mit Hilfe der obigen Formeln angegeben werden. Bis auf  $dn_{Mot}/dt$  und  $di_{Ges}/dt$  (die fahrzeugspezifisch festgelegt sind) sind alle anderen Größen abhängig vom Getriebe-  
5 schema und dessen Auslegung. Ziel ist, das Gesamtgetriebe und die Auslegung derart zu wählen, dass die Sprunghöhen am Bereichswechsel punkt minimal sind, wobei dies selbstverständlich mit anderen Zielen, wie der Forderung nach minimaler Ketten-  
10 schädigung vereinbar sein muss.

Ein weiterer Aspekt ist das Auftreten großer  $P_{dyn}$ -Werte am ersten Scheibenpaar 16 oder zweiten Scheibenpaar 18 in den unterschiedlichen Fahrbereichen. Ein Vorteil der  
15 vorliegenden Getriebestruktur liegt darin, dass die  $P_{dyn}$ -Unstetigkeit am Bereichsweschelpunkt weniger ausgeprägt ist, als in anderen Strukturen. Bei der erfindungsgemäßen Struktur wird beim Bereichswechsel der Beschleunigungsvorgang eines Scheibensatzes zwar beendet oder sogar umgekehrt, allerdings wird gleichzeitig beim Bereichswechsel ein Beschleunigungsvorgang des anderen Scheibensatzes begon-  
20 nen, bzw. ein Abbremsvorgang in einen Beschleunigungsvorgang umgekehrt. Beide Aktionen zusammen führen zu einem stetigeren Leistungsfluß vom Getriebeeingang zum Getriebeausgang, also zu einem komfortableren Bereichswechsel.

Fig. 8 zeigt die Verhältnisse am Beispiel einer Kickdown-Rückschaltung, die in einem  
25 kundenrelevanten Zyklus durchgeführt wird, für ein Getriebe der Variante 4 der Fig. 4. Dargestellt sind die Verläufe von  $n_{Mot}$ ,  $i_{var}$ ,  $i_{Ges}$ ,  $P_{dyn, SS1}$  und  $P_{dyn, SS2}$ , wobei die Zeit von links nach rechts auf der Abszisse läuft. Die Unstetigkeiten in  $P_{dyn, SS1}$  und  $P_{dyn, SS2}$  bei der Bereichsumschaltung sind deutlich zu erkennen. Durch geeignete Auslegung lassen sich diese Unstetigkeiten vermindern. Außerdem ist ersichtlich, dass die Unstetig-  
30 keiten unterschiedliche Richtungen haben, sodass sie sich zum Teil kompensieren.

Eine Analyse zeigt, dass durch geeignete Wahl der Drehmassen, d.h. der Massen-  
Trägheitsmomente die Sprunghöhe derart verändert werden kann, dass die Summe der dynamische Leistung beider Scheibensätze zusammen stetig verläuft. Dadurch ist

- 13 -

sogar eine Erhöhung der Kompensation bis hin zu einer vollständigen Kompensation konstruktiv realisierbar. Bei dem hier dargestellten Getriebe ist es vorteilhaft, die Drehmasse des Scheibensatzes 1 etwa doppelt so groß zu machen wie die Drehmasse des Scheibensatzes 2.

5

Anhand von Fig. 1 können die konstruktiven Möglichkeiten aufgezeigt werden, um diese Bedingung zu realisieren. Vorteilhaft wäre z.B. ein kleines Schwungrad auf der ersten Scheibensatz-Welle 20 vorzusehen. Ebenso vorteilhaft ist es, an der zweiten Scheibensatz-Welle 22 durch eine Hohlwelle oder durch radial klein konstruierte hydraulische Kammern 18 dessen Massen-Trägheitsmoment zu reduzieren. Ebenso vorteilhaft wäre es, die Kupplung K1 nicht in der Nähe der Zahnrades 38 zu plazieren, sondern in der Nähe des Zahnrades 34, d.h. möglichst nahe am zweiten Scheibensatz 22, damit möglichst wenig Drehmasse der Zwischenwelle 32 als dem zweiten Scheibensatz 22 zugehörig betrachtet werden muss. Gleiches gilt für die Kupplung KR.

15

Das erfindungsgemäße leistungsverzweigte Getriebe mit stufenlos verstellbarer Übersetzung, das mit drei Wellen arbeitet und mit Hilfe eines dem Variator vorgeschalteten Verteilergetriebes in zwei umschaltbaren Vorwärtsbereichen ständig leistungsverzweigt arbeitet, ist nicht auf die anhand der Figuren 1 und 4 geschilderte Verwendung eines Einfachplanetengetriebes als Verteilergetriebe beschränkt.

20

Fig. 9 zeigt in einer gegenüber Fig. 1 vereinfachten Darstellung eine weitere Ausführungsform eines Verteilergetriebes, wobei im Folgenden nur die Abweichungen gegenüber der Ausführungsform gemäß Fig. 1 erläutert werden.

25

Gemäß Fig. 9 ist die Antriebswelle 6 zunächst ähnlich wie bei der Ausführungsform gemäß Fig. 1 mit dem Planetenträger 50 einer ersten Planetenstufe drehfest verbunden, dessen Planetenräder 52 mit einer ersten Außenverzahnung eines Sonnenrades 54 und der Innenverzahnung eines Hohlrades 56 kämmen, das drehfest bzw. integral mit dem Planetenträger 58 einer weiteren Planetenstufe verbunden ist.

30

Die Planetenräder 60 des weiteren Planetenträgers 58 kämmen mit einer weiteren Außenverzahnung des Sonnenrades 54 die gleich oder unterschiedlich der ersten Außenverzahnung sein kann und kämmen weiter mit der Innenverzahnung eines

- 14 -

Hohlrades 62, das drehfest mit der Eingangswelle 20 verbunden ist. Eine weitere Außenverzahnung des Sonnenrades 54 kämmt mit dem Zwischenrad 34, das, wie in Fig. 1 drehfest mit der Zwischenwelle 32 verbunden ist.

- 5 Fig. 10 zeigt eine gegenüber Fig. 9 abgeänderte Ausführungsform eines Verteilergetriebes mit zwei Planetenstufen.

Bei der Ausführungsform gemäß Fig. 10 ist die Antriebswelle 6 drehfest bzw. einteilig mit einem Planetenträger 70 verbunden, dessen Planetenräder 72 mit einer ersten  
10 Außenverzahnung eines Sonnenrades 74 und mit der Innenverzahnung eines Hohlrades 76 kämmen, das drehfest bzw. einteilig mit einem weiteren Planetenträger 78 verbunden ist. Die Planetenräder 80 des weiteren Planetenträgers 78 kämmen mit einer weiteren Außenverzahnung des Sonnenrades 74, das drehfest bzw. einteilig mit  
15 der Eingangswelle 20 verbunden ist. Die Planetenräder 80 kämmen weiter mit der Innenverzahnung eines Hohlrades 82, das mit einer Außenverzahnung ausgebildet ist, die in Zahneingriff mit dem Zwischenrad 34 ist.

Figur 13 zeigt eine Belastung B der Kette für ein Getriebe unter Verwendung eines Koppelgetriebes 112, wie es in dem in Figur 1b gezeigten Ausführungsbeispiel gezeigt  
20 ist. Die Standübersetzungen der beiden Planetengetriebe 112a, 112b wurde dabei auf 2,5 festgelegt, für das Produkt aus den Festübersetzungen  $i_1$  und  $i_2$  ergibt sich  $i_1 \cdot i_2 = 0,849$ , für das Produkt der Festübersetzungen  $i_3$  und  $i_4$  ergibt sich  $i_3 \cdot i_4 = 2,070$ . Die Achsübersetzung  $i(\text{Achse})$  beträgt 3,775. Daraus ergibt sich eine Variatorspreizung zwischen 2,308 und 0.433. Die daraus resultierende Belastung der Kette ergibt  
25 für den Parametersatz 4, dem diese Werte zugrunde liegen, die geringste Belastung. Auch die übrigen Parametersätze können für entsprechende Ausgestaltungsbeispiele vorteilhaft sein.

Es versteht sich, dass die beschriebenen Ausführungsformen nur beispielhaft sind  
30 und weitere Varianten von Koppelgetrieben mit einem Variator zur Darstellung eines erfindungsgemäßen Dreiwellengetriebes zusammenfügbar sind.



- 15 -

**Patentansprüche**

1. Leistungsverzweigtes Getriebe mit stufenlos verstellbarer Übersetzung, enthaltend
  - 5 - ein eingangsseitiges Verteilergetriebe (12) mit einem drehfest mit einer Antriebswelle (6) verbundenen Eingangsrads (24; 50; 70),
  - einen Variator (14),
  - eine Abtriebswelle (10) und
  - zwei Kupplungen K1, K2 wobei
  - 10 - das Eingangsrads des Koppelgetriebes über wenigstens ein Rad des Verteilergetriebes in Dreheingriff mit einer Eingangswelle (20) des Variators ist,
  - ein Ausgangsrads (30; 54; 82) des Verteilergetriebes in Dreheingriff mit einer funktionsmäßig parallel zum Variator angeordneten Zwischenwelle (32) ist, die in Dreheingriff mit einer Ausgangswelle des Variators ist,
  - 15 - die Zwischenwelle (32) über eine erste Kupplung K1 in Dreheingriff mit der Abtriebswelle (10) bringbar ist und
  - die Eingangswelle (20) über eine zweite Kupplung K2 in Dreheingriff mit der Abtriebswelle (10) bringbar ist.
  
2. Leistungsverzweigtes Getriebe nach Anspruch 1, wobei das Verteilergetriebe (12) ein  
20 Einfachplanetengetriebe ist.
  
3. Leistungsverzweigtes Getriebe nach Anspruch 1 oder 2, wobei das Verteilergetriebe (12) ein Einfachplanetengetriebe ist.
  
- 25 4. Leistungsverzweigtes Getriebe nach Anspruch 1 oder 2, wobei die Antriebswelle (6) drehfest mit einem Planetenträger (50) verbunden ist, dessen Planetenräder (52) in Dreheingriff mit einem Sonnenrad (54) sind, das in Dreheingriff mit der Zwischenwelle (32) ist, und in Dreheingriff mit einem Hohlrad (56) sind, das drehfest mit einem zweiten Planetenträger (58) verbunden ist, dessen Planetenräder (60) in Dreheingriff  
30 mit dem Sonnenrad (54) und mit einem weiteren Hohlrad (62) sind, das drehfest mit der Eingangswelle (20) des Variators verbunden ist.
  
5. Leistungsverzweigtes Getriebe nach Anspruch 1 oder 2, wobei die Antriebswelle (6) drehfest mit einem Planetenträger (70) verbunden ist, dessen Planetenräder (72) in

- 16 -

- 5 Dreheingriff mit einem Sonnenrad (74) und einem Hohlrad (76) sind, wobei das Sonnenrad (74) drehfest mit der Eingangswelle (6) des Variators (14) verbunden ist und das Hohlrad (76) drehfest mit einem weiteren Planetenträger (78) verbunden ist, dessen Planetenräder (80) in Dreheingriff mit dem Sonnenrad (74) und einem weiteren Hohlrad (82) sind, das in Dreheingriff mit der Zwischenwelle (32) ist.
6. Leistungsverzweigtes Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 5, wobei die Ausgangswelle (22) des Variators (14) über eine Rückwärtsfahrkupplung KR drehfest mit einem Rückwärtsrad (42) koppelbar ist.
- 10 7. Leistungsverzweigtes Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 6, wobei die Übersetzungen zwischen den einzelnen Rädern des Getriebes derart gewählt sind, dass bei der durch Betätigen der ersten und zweiten Kupplung erfolgenden Bereichsumschaltung die Sprünge der dynamischen Leistungen eines ersten und eines zweiten Kegelscheibenpaares des Variators minimal sind.
- 15 8. Leistungsverzweigtes Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, dass eine die Leistungsaufnahme bei Übersetzungsveränderung bestimmende Drehmasse derart erhöht wird, dass ein Sprung der gesamten Leistungsaufnahme am Bereichswechselpunkt vernachlässigbar ist.
- 20 9. Leistungsverzweigtes Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 8, dadurch gekennzeichnet, dass eine die Leistungsaufnahme bei Übersetzungsveränderung bestimmende Drehmasse derart reduziert wird, dass am Bereichswechselpunkt kein Sprung der gesamten Leistungsaufnahme entsteht.
- 25 10. Leistungsverzweigtes Getriebe nach Anspruch 8 oder 9, dadurch gekennzeichnet, dass die Reduktion resp. Erhöhung von Drehmassen dadurch erreicht wird, dass der Einbauort der Bereichskupplungen derart gewählt wird, dass dadurch möglichst viel
- 30 Drehmasse abgekoppelt resp. zugekoppelt wird.





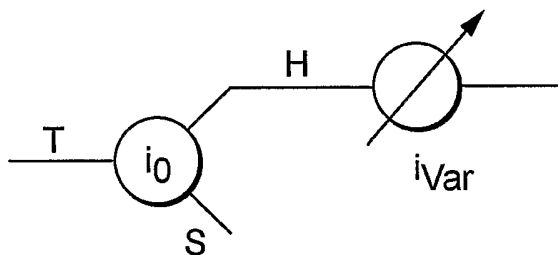


Fig. 2

Schaltschema <span style="float: right;">(LUR)</span>			
	KR	K1	K2
R	x	—	—
N	—	—	—
D-LOW	—	x	—
D-HIGH	—	—	x

Fig. 3

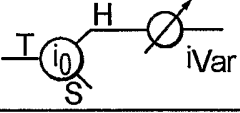
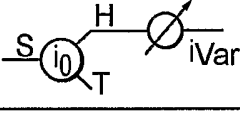
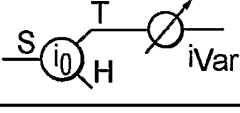
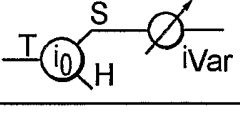
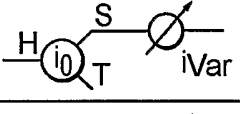
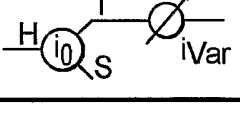
Variante Nr.	Getriebe-konfiguration	Bereich LOW $M_{SS1}/M_{Mot}$	Bereich HIGH $M_{SS1}/M_{Mot}$
1		$-i_0/(i_0 - 1)$	$-i_1/[(i_0 - 1) \times i_2 \times i_{Var}]$
2		$-i_0$	$-i_1 \times (i_0 - 1)/[i_2 \times i_{Var}]$
3		$(i_0 - 1)$	$i_0 \times i_1/[i_2 \times i_{Var}]$
4		$1/(i_0 - 1)$	$i_0 \times i_1/[(i_0 - 1) \times i_2 \times i_{Var}]$
5		$-1/i_0$	$i_1 \times (i_0 - 1)/(i_0 \times i_2 \times i_{Var})$
6		$-(i_0 - 1)/i_0$	$i_1/(i_0 \times i_2 \times i_{Var})$

Fig. 4

5/8

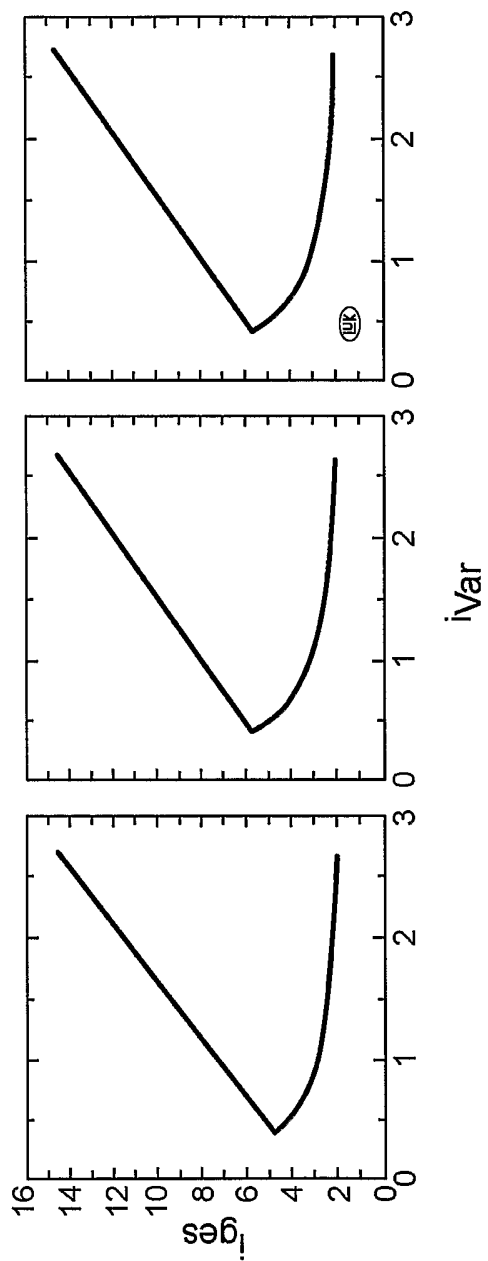


Fig. 5

6/8

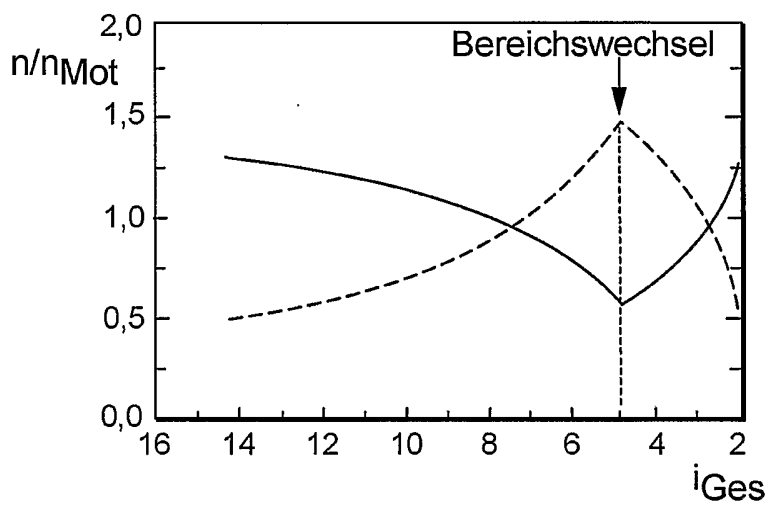


Fig. 6

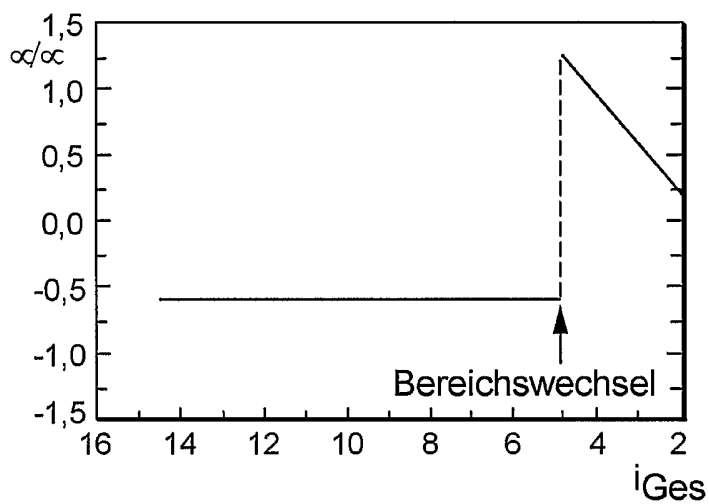


Fig. 7

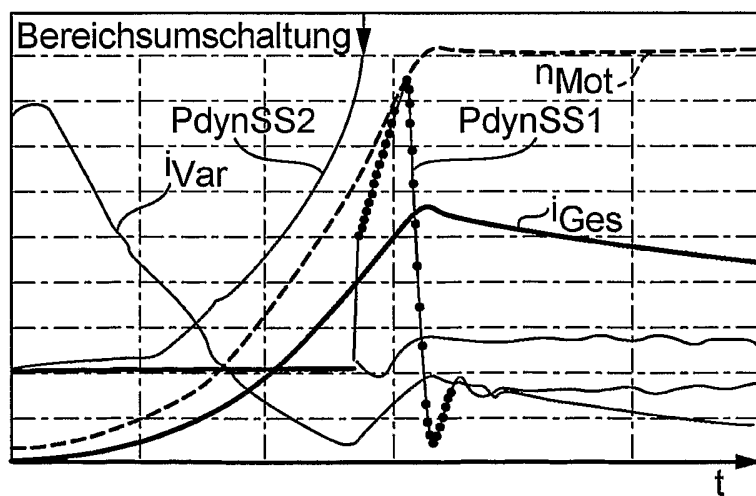


Fig. 8



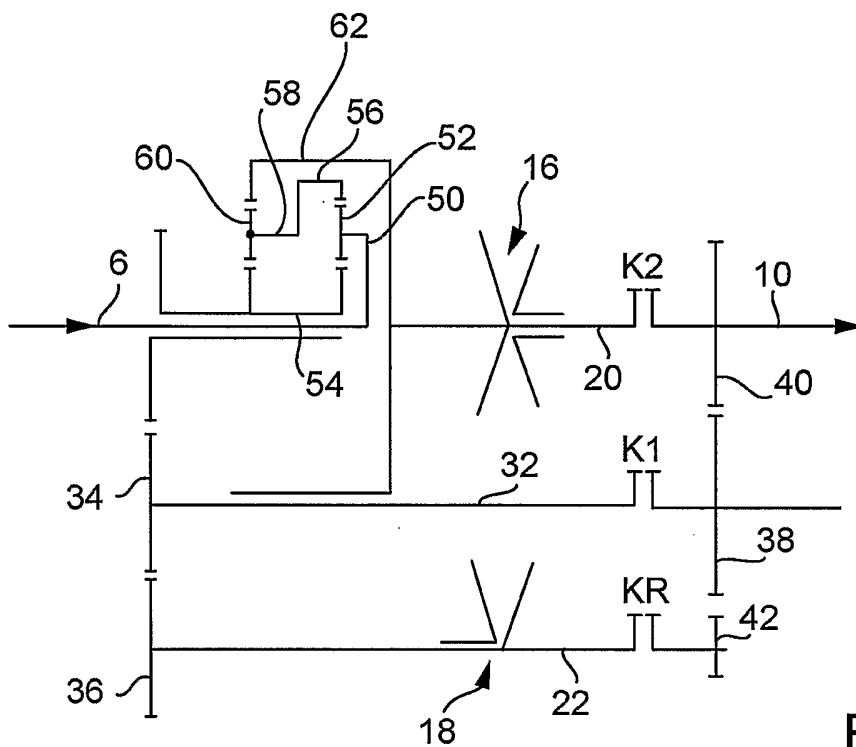


Fig. 9

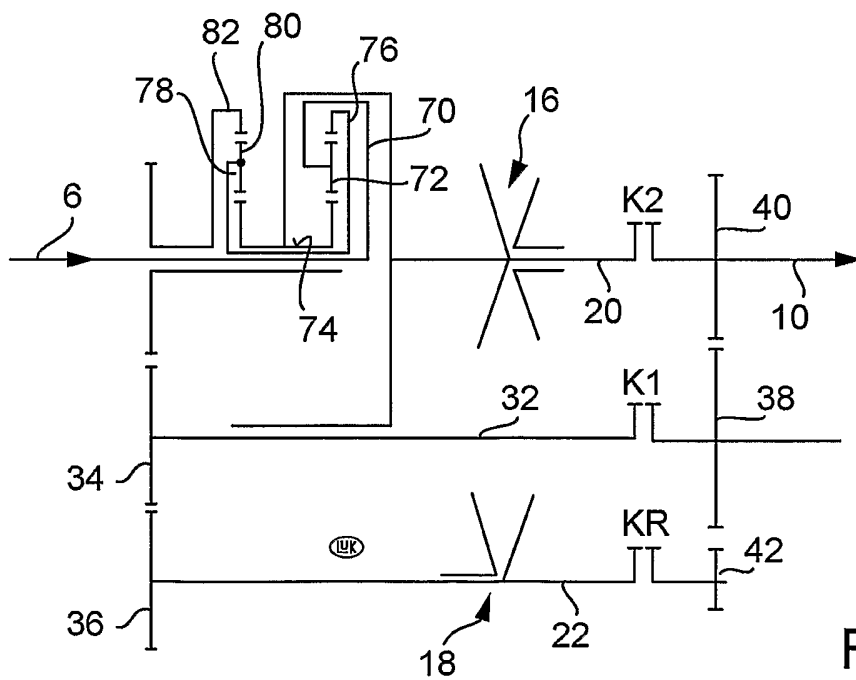


Fig. 10

8/8

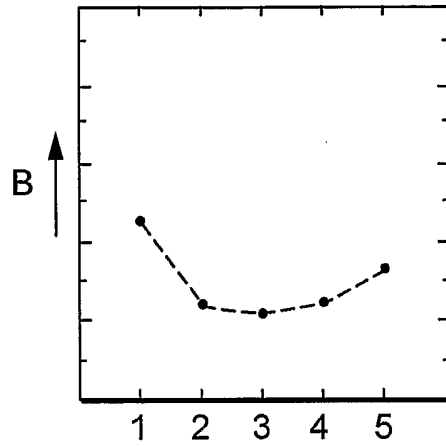


Fig. 11

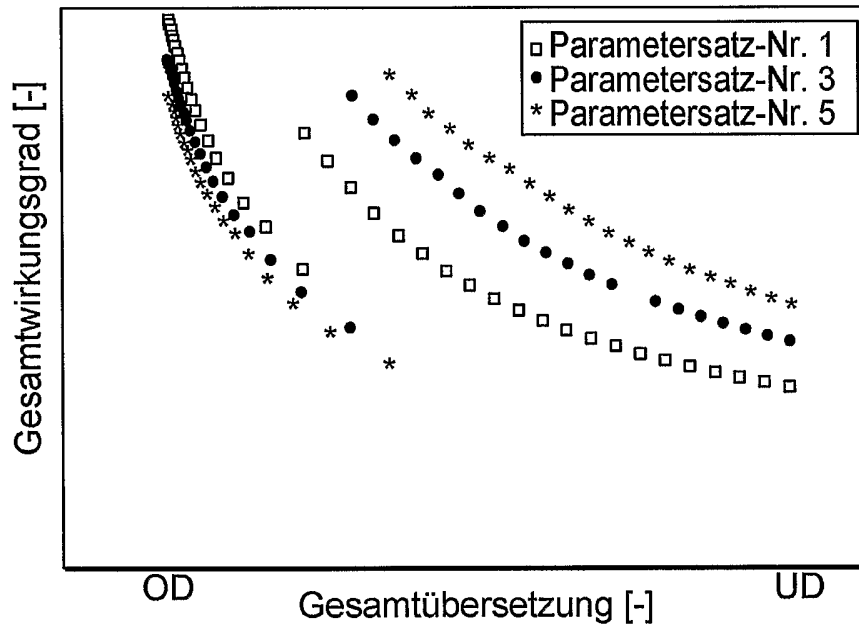


Fig. 12

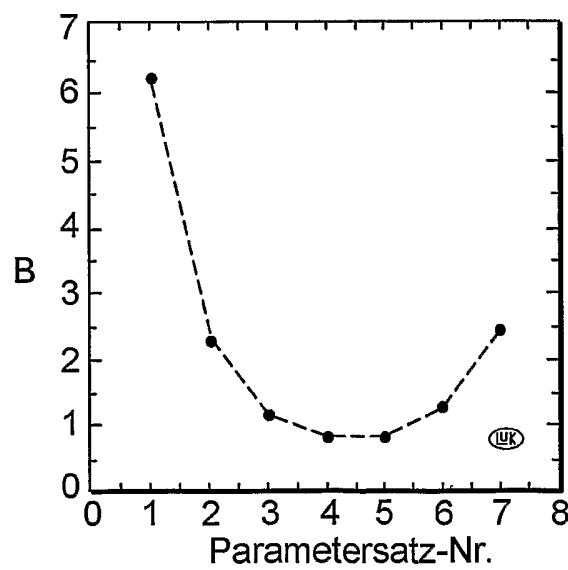


Fig. 13

# INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No  
PCT/DE 03/03492

<b>A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER</b> IPC 7 F16H37/08		
According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC		
<b>B. FIELDS SEARCHED</b> Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols) IPC 7 F16H		
Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched		
Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practical, search terms used) EPO-Internal, WPI Data		
<b>C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT</b>		
Category °	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	US 6 045 477 A (SCHMIDT MICHAEL ROLAND) 4 April 2000 (2000-04-04) claim 1; figure 1 ---	1-3,6-10
X	US 5 564 998 A (FELLOWS THOMAS G) 15 October 1996 (1996-10-15) claim 1; figures 3,4 ---	1-3,6-10
A	US 4 553 450 A (GIZARD MICHEL) 19 November 1985 (1985-11-19) figures 2,3 ---	1,4,5
A	US 5 055 094 A (CATALDO ROY S) 8 October 1991 (1991-10-08) figures 1,2 ---	1,4,5
-/--		
<input checked="" type="checkbox"/> Further documents are listed in the continuation of box C. <span style="margin-left: 200px;"><input checked="" type="checkbox"/> Patent family members are listed in annex.</span>		
° Special categories of cited documents :		
"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance "E" earlier document but published on or after the international filing date "L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified) "O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means "P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed	"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention "X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone "Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art. "&" document member of the same patent family	
Date of the actual completion of the international search  <p style="text-align: center; font-weight: bold;">19 March 2004</p>	Date of mailing of the international search report  <p style="text-align: center; font-weight: bold;">30/03/2004</p>	
Name and mailing address of the ISA European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2 NL - 2280 HV Rijswijk Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl, Fax: (+31-70) 340-3016	Authorized officer  <p style="text-align: center; font-weight: bold;">Martinvalet, C-I</p>	

## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No  
PCT/DE 03/03492

## C.(Continuation) DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category °	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	BASEDOW G: "Stellgetriebe mit genauerer Einstellmöglichkeit und erhöhter Leistung" ANTRIEBSTECHNIK, KRAUSSKOPF VERLAG FÜR WIRTSCHAFT GMBH. MAINZ, DE, vol. 26, no. 6, 1987, pages 40-46, XP002144645 ISSN: 0722-8546 the whole document -----	1
A	US 4 599 916 A (HIROSAWA KOICHIRO) 15 July 1986 (1986-07-15) the whole document -----	1

# INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International Application No  
PCT/DE 03/03492

Patent document cited in search report		Publication date		Patent family member(s)	Publication date
US 6045477	A	04-04-2000	EP	1061288 A2	20-12-2000
US 5564998	A	15-10-1996	CN	1116875 A ,B	14-02-1996
			DE	69402410 D1	07-05-1997
			DE	69402410 T2	31-07-1997
			EP	0679235 A1	02-11-1995
			WO	9416244 A1	21-07-1994
			GB	2274315 A ,B	20-07-1994
			JP	3442779 B2	02-09-2003
			JP	8505460 T	11-06-1996
US 4553450	A	19-11-1985	FR	2522100 A1	26-08-1983
			DE	3305924 A1	01-09-1983
			GB	2115091 A ,B	01-09-1983
			IT	1172633 B	18-06-1987
			JP	58160655 A	24-09-1983
US 5055094	A	08-10-1991	NONE		
US 4599916	A	15-07-1986	JP	59164448 A	17-09-1984
			DE	3408543 A1	13-09-1984

# INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Internationales Aktenzeichen  
PCT/DE 03/03492

<b>A. KLASSIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES</b> IPK 7 F16H37/08		
Nach der Internationalen Patentklassifikation (IPK) oder nach der nationalen Klassifikation und der IPK		
<b>B. RECHERCHIERTE GEBIETE</b>		
Recherchiertes Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole) IPK 7 F16H		
Recherchierte aber nicht zum Mindestprüfstoff gehörende Veröffentlichungen, soweit diese unter die recherchierten Gebiete fallen		
Während der internationalen Recherche konsultierte elektronische Datenbank (Name der Datenbank und evtl. verwendete Suchbegriffe) EPO-Internal, WPI Data		
<b>C. ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN</b>		
Kategorie°	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
X	US 6 045 477 A (SCHMIDT MICHAEL ROLAND) 4. April 2000 (2000-04-04) Anspruch 1; Abbildung 1 ---	1-3,6-10
X	US 5 564 998 A (FELLOWS THOMAS G) 15. Oktober 1996 (1996-10-15) Anspruch 1; Abbildungen 3,4 ---	1-3,6-10
A	US 4 553 450 A (GIZARD MICHEL) 19. November 1985 (1985-11-19) Abbildungen 2,3 ---	1,4,5
A	US 5 055 094 A (CATALDO ROY S) 8. Oktober 1991 (1991-10-08) Abbildungen 1,2 ---	1,4,5
	-/--	
<input checked="" type="checkbox"/>	Weitere Veröffentlichungen sind der Fortsetzung von Feld C zu entnehmen	<input checked="" type="checkbox"/>
	Siehe Anhang Patentfamilie	
° Besondere Kategorien von angegebenen Veröffentlichungen :		"T" Spätere Veröffentlichung, die nach dem internationalen Anmeldedatum oder dem Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist und mit der Anmeldung nicht kollidiert, sondern nur zum Verständnis des der Erfindung zugrundeliegenden Prinzips oder der ihr zugrundeliegenden Theorie angegeben ist
"A" Veröffentlichung, die den allgemeinen Stand der Technik definiert, aber nicht als besonders bedeutsam anzusehen ist		"X" Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann allein aufgrund dieser Veröffentlichung nicht als neu oder auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden
"E" älteres Dokument, das jedoch erst am oder nach dem internationalen Anmeldedatum veröffentlicht worden ist		"Y" Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann nicht als auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung mit einer oder mehreren anderen Veröffentlichungen dieser Kategorie in Verbindung gebracht wird und diese Verbindung für einen Fachmann naheliegend ist
"L" Veröffentlichung, die geeignet ist, einen Prioritätsanspruch zweifelhaft erscheinen zu lassen, oder durch die das Veröffentlichungsdatum einer anderen im Recherchenbericht genannten Veröffentlichung belegt werden soll oder die aus einem anderen besonderen Grund angegeben ist (wie ausgeführt)		"&" Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist
"O" Veröffentlichung, die sich auf eine mündliche Offenbarung, eine Benutzung, eine Ausstellung oder andere Maßnahmen bezieht		
"P" Veröffentlichung, die vor dem internationalen Anmeldedatum, aber nach dem beanspruchten Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist		
Datum des Abschlusses der internationalen Recherche		Absenddatum des internationalen Recherchenberichts
19. März 2004		30/03/2004
Name und Postanschrift der Internationalen Recherchenbehörde Europäisches Patentamt, P.B. 5818 Patentlaan 2 NL - 2280 HV Rijswijk Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl, Fax: (+31-70) 340-3016		Bevollmächtigter Bediensteter  Martinvalet, C-I

# INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Internationales Aktenzeichen  
PCT/DE 03/03492

C.(Fortsetzung) ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN		
Kategorie°	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
A	<p>BASEDOW G: "Stellgetriebe mit genauerer Einstellmöglichkeit und erhöhter Leistung"                      ANTRIEBSTECHNIK, KRAUSSKOPF VERLAG FÜR WIRTSCHAFT GMBH. MAINZ, DE,                      Bd. 26, Nr. 6, 1987, Seiten 40-46,                      XP002144645                      ISSN: 0722-8546                      das ganze Dokument</p> <p style="text-align: center;">----</p>	1
A	<p>US 4 599 916 A (HIROSAWA KOICHIRO)                      15. Juli 1986 (1986-07-15)                      das ganze Dokument</p> <p style="text-align: center;">-----</p>	1

# INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Angaben zu Veröffentlichung

die zur selben Patentfamilie gehören

Internationales Aktenzeichen

PCT/DE 03/03492

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument		Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
US 6045477	A	04-04-2000	EP 1061288 A2	20-12-2000
US 5564998	A	15-10-1996	CN 1116875 A ,B	14-02-1996
			DE 69402410 D1	07-05-1997
			DE 69402410 T2	31-07-1997
			EP 0679235 A1	02-11-1995
			WO 9416244 A1	21-07-1994
			GB 2274315 A ,B	20-07-1994
			JP 3442779 B2	02-09-2003
			JP 8505460 T	11-06-1996
US 4553450	A	19-11-1985	FR 2522100 A1	26-08-1983
			DE 3305924 A1	01-09-1983
			GB 2115091 A ,B	01-09-1983
			IT 1172633 B	18-06-1987
			JP 58160655 A	24-09-1983
US 5055094	A	08-10-1991	KEINE	
US 4599916	A	15-07-1986	JP 59164448 A	17-09-1984
			DE 3408543 A1	13-09-1984