



**Wissenschaftliche Konferenz
"Innovationen und
Wettbewerbsfähigkeit"**

24-25 November 2011

Sofia

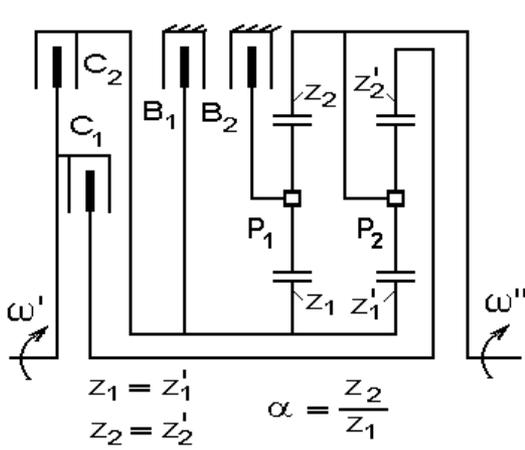
Investigation of planetary gearsets for conventional automatic car transmissions

Boyko Gigov, FDIBA, TU-Sofia

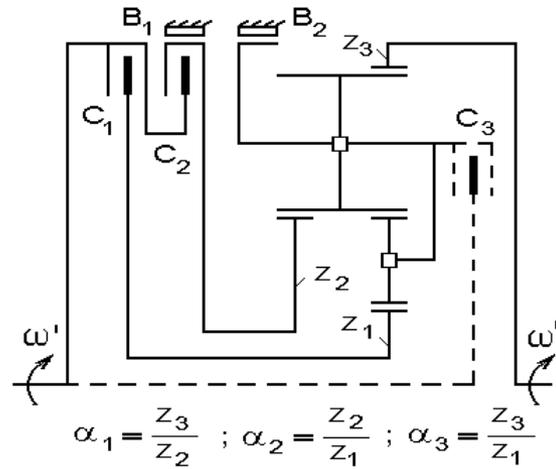
Introduction

- WA (Wandlerautomat) → CAT (Conventional Automatic Transmission)
- CAT = Stepless torque converter + Planetary stage gear + Automatic control;
- Planetary gear → Particularly suitable for cars → Low specific masses and dimensions;
- Basic mechanisms of planetary part - „Ravigneaux“, „Simpson“ (3+1), „Wilson“;
- With additional Simple planetary sets → More speed transmissions, for example, - “Lepelletier”- scheme (6+1);

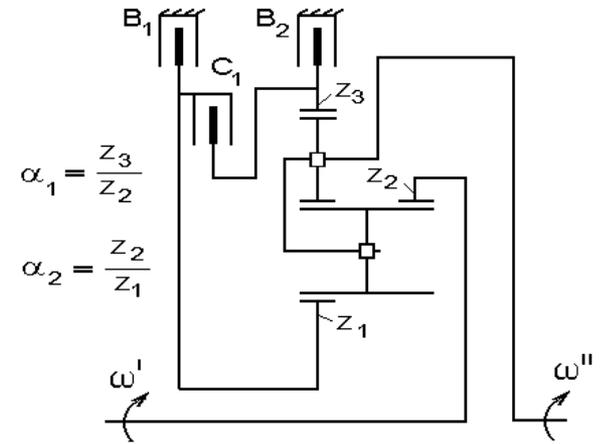
Basic mechanisms



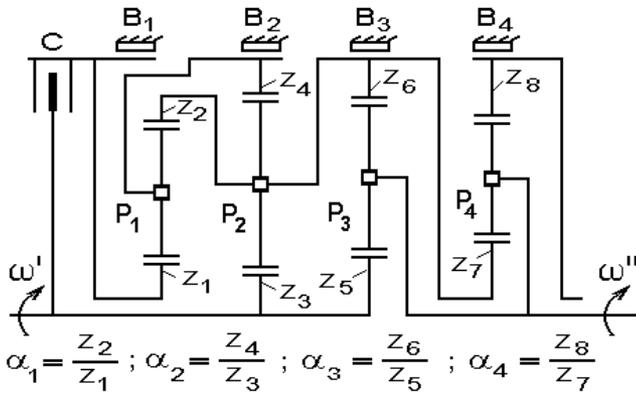
Simpson



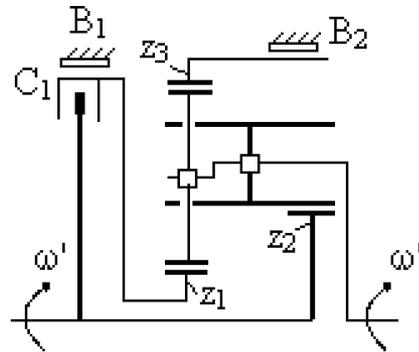
Ravigneaux



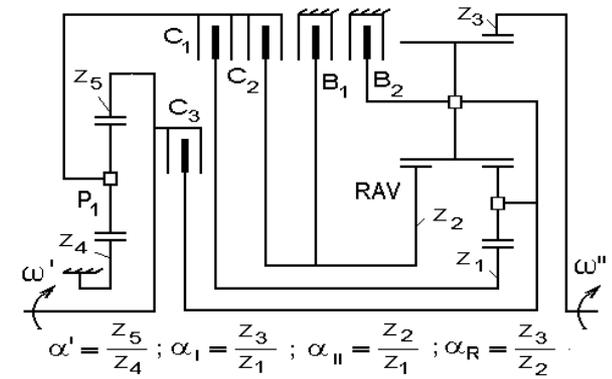
Ravigneaux-Inversion



Wilson



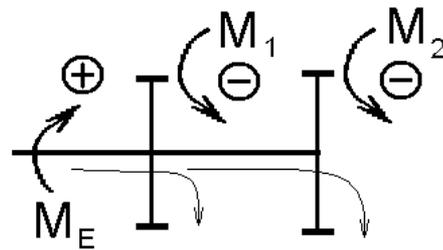
Powerglide



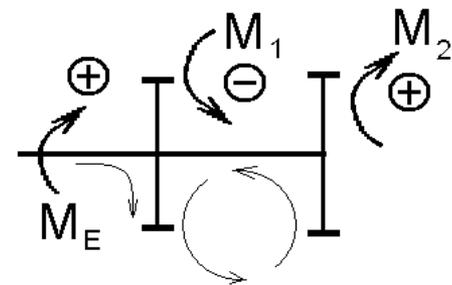
Lepelletier

Connection variants

- Connection in series (sequentially) → Higher ratios and relatively low efficiencies;
- Parallel connection → both smaller and larger ratios possible, but with possibly appropriate parasitic power;
- The condition for the existence of the parasitic power →



Power split



Parasitic power

Calculation of efficiency

Simplifications:

- Rotary motion - without acceleration or deceleration;
- The centrifugal forces are neglected;
- The air losses in the carry movement will not be considered;
- The efficiencies of simple planetary gear sets with relative movement:

$$\eta_1 = \eta_2 = \eta_3 = \dots = \eta_n = \eta_A \cdot \eta_{In} = \eta;$$

$$\eta_A = 0.975, \quad \eta_{In} = 0.989$$

Equations:

- on the external moments:

$$M_E + M_A + M_B = 0 \text{ (from equilibrium condition)}$$

- internal torques (conditionally immovable planetary carrier):

$$M_S = M_H \cdot \eta / \alpha \quad \text{oder} \quad M_H = M_S \cdot \eta \cdot \alpha \text{ (depending on the V- and F-direction) ; } \alpha = z_H / z_S - \text{gear ratio;}$$

- Torque of the immovable member (brake) $\rightarrow M_B = f(M_E)$
or $M_B = f(M_A)$;
- Torque ratio: $i_M = M_A / M_E$;
- Speed ratio: $i_\omega = \omega_E / \omega_A = i'_M$ (bei $\eta = 1$);
- Efficiency: $\eta_{PL} = i_M / i_\omega$

Determination of parasitic power and the conversion range

- Torque and speed in a closed circuit:

$$M_{GK} = f(M_E); \omega_{GK} = f(\omega_E);$$

- Proportion of parasitic power \rightarrow

$$N_P/N_E = M_{GK}\omega_{GK} / M_E\omega_E;$$

- Conversion range (spread) $\rightarrow W = i_{MAX} / i_{MIN} ;$

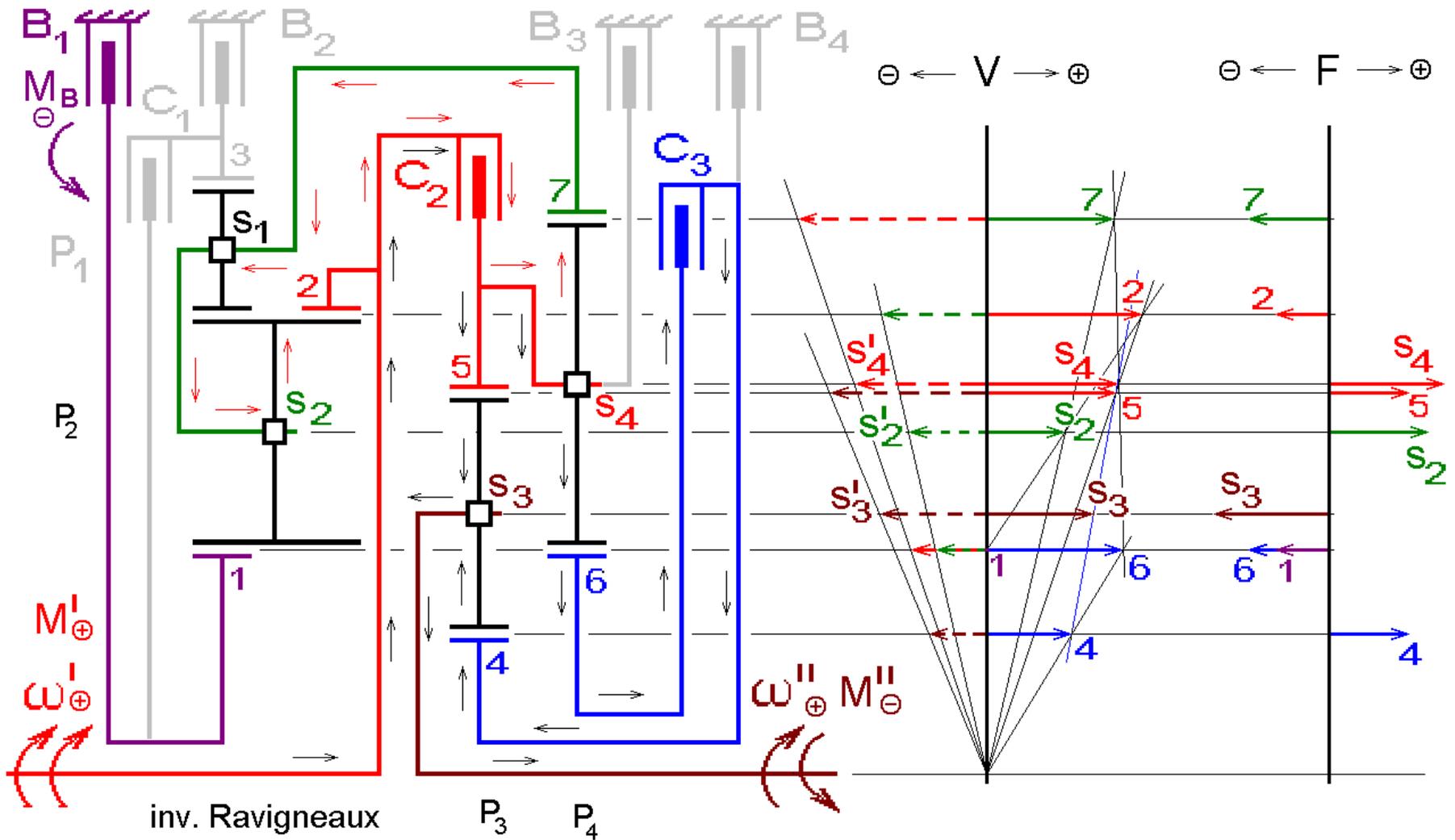
- Step jump $q_j = i_j / i_{j+1} ;$

- Average jump $\rightarrow q_D = \sqrt[k-1]{W}$

Calculation of a multi-carrier planetary gearset

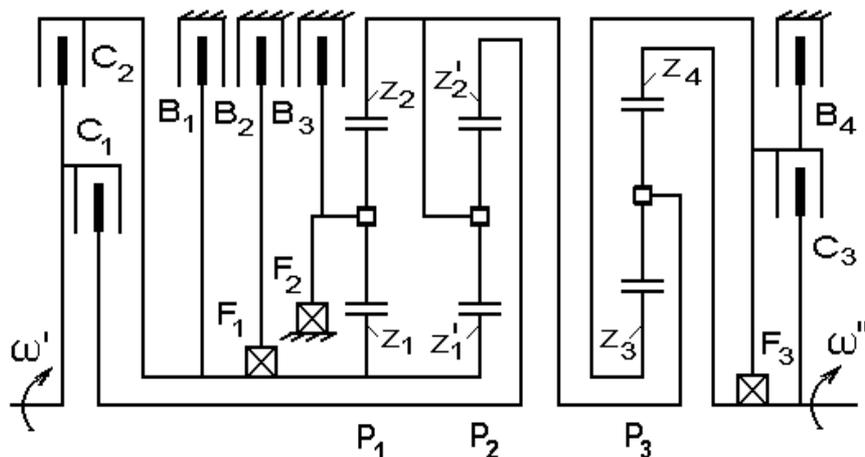
- for example overdrive VI, transmission W7A700 (2003)
- $M_E +$, $M_A -$, $|M_A| < |M_E| \rightarrow M_B -$; external moments \rightarrow
- (1) $M_E = M_A + M_B$; inside moments : \rightarrow
- $P_2 : M_2 = M_1 \cdot \alpha_2 \cdot \eta$ (sun gear: F $-$, V $-$, ring gear : F $-$, V $+$);
- $P_3 : M_5 = M_4 \cdot \alpha_3 \cdot \eta$ (sun gear: F $+$, V $+$, ring gear : F $+$, V $-$);
- $P_4 : M_7 = M_6 \cdot \eta / \alpha_4$ (sun gear: F $-$, V $+$, ring gear : F $-$, V $-$);
- from equilibrium conditions :
- $M_{S2} = M_1 + M_2$; $M_{S3} = M_4 + M_5$;
- from internal and external connections:
- $M_B = M_1$; $M_4 = M_6$; $M_A = M_{S3}$; $M_7 = M_{S2}$;
- (2) $M_B = \frac{M_A \cdot \alpha_4}{\eta \cdot (1 + \eta \alpha_3)(1 + \eta \alpha_2)}$ (2) \rightarrow (1) \rightarrow

Peripheral speeds and forces

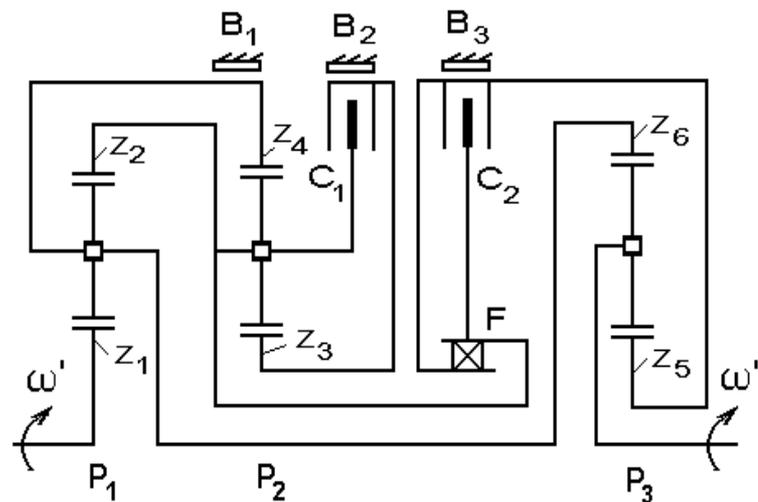


- Torque ratio :
$$i_M = \frac{M_A}{M_E} = \frac{1}{1 + \alpha_4 / [\eta(1 + \eta\alpha_2)(1 + \eta\alpha_3)]}$$
- Speed ratio :
$$i_\omega = \frac{\omega_E}{\omega_A} = \frac{1}{1 + \alpha_4 / [(1 + \alpha_2) \cdot (1 + \alpha_3)]}$$
- Efficiency :
$$\eta_{PL} = \frac{i_M}{i_\omega} = \frac{1 + \alpha_4 / [(1 + \alpha_2) \cdot (1 + \alpha_3)]}{1 + \alpha_4 / [\eta(1 + \eta\alpha_2) \cdot (1 + \eta\alpha_3)]}$$
- Parasitic power in a closed circuit : carrier $S_4 \rightarrow$ ring gear 7 \rightarrow carrier $S_2 \rightarrow$ ring gear 2 \rightarrow carrier S_4
- From basic equation of kinematics for P_2 :
- $\omega_7 = \omega_E / (1 + 1/\alpha_2)$; $M_7 = M_E \cdot i_M \cdot \alpha_4 / [\eta(1 + \eta\alpha_3)]$
- $N_P / N_E = M_7 \omega_7 / M_E \omega_E = i_M \cdot \alpha_4 / [\eta(1 + \eta\alpha_3)(1 + 1/\alpha_2)] \cdot 100, \%$

Characteristics of some planetary gear for CAT Four-stage gearboxes → 4HP22 DB4HC



$$z_1 = z_1' ; z_2 = z_2' \quad \alpha = \frac{z_2}{z_1} ; \alpha_{IV} = \frac{z_4}{z_3}$$



$$\alpha_1 = \frac{z_2}{z_1} ; \alpha_2 = \frac{z_4}{z_3} ; \alpha_3 = \frac{z_6}{z_5}$$

G	C ₁	C ₂	C ₃	B ₁	B ₂	B ₃	B ₄	F ₁	F ₂	F ₃	i_M	$N_p, \%$	$\eta_{PL}, \%$	i_ω	q_j
I	x		o			o		x	x		$1 + \eta^2 + \eta/\alpha$	-	965	2.48	W 3.40
II	x		o	x	x			x	x		$1 + \eta/\alpha$	-	988	1.48	
III	x	x	o							x	1	-	1000	1.00	
IV	x	x					x				$1/[1 + 1/(\eta\alpha_{IV})]$	-	990	0.73	
R		x	x			x					$\eta\alpha$	-	964	-2.09	

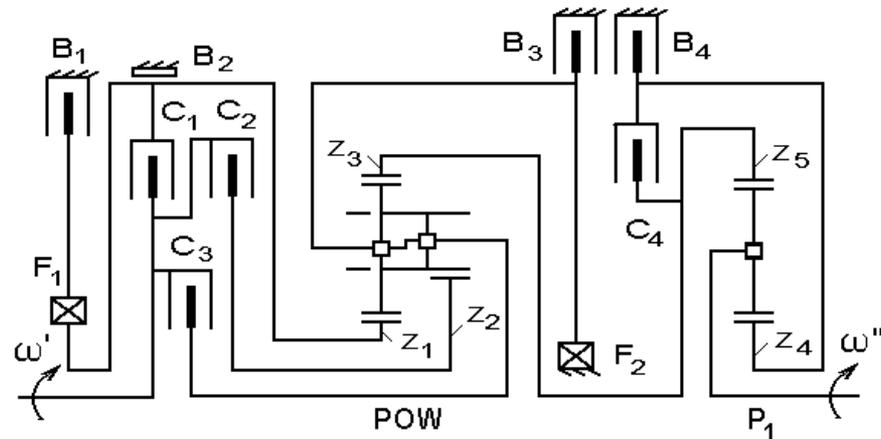
Characteristics of the gearbox DB4HC

G	C ₁	C ₂	B ₁	B ₂	B ₃	F	i_M	$N_p / N', \%$	$\eta_{PL}, \%$	i_{ω}	q_j
I		o			x	x	$(1+\eta\alpha_1).(1+\eta/\alpha_3)$	-	966	3.98	1.67
II				x	x		$[1+\eta\alpha_1/(1+\alpha_3/\eta)].(1+\eta/\alpha_3)$	$\frac{\eta\alpha_1\alpha_2}{1+\alpha_1+\alpha_2}, 64$	967	2.39	1.64
III	x				x		$1+\eta/\alpha_3$	-	989	1.46	1.46
IV	x	x					1	-	1000	1.00	
R		x	x				$\eta\alpha_1(1+\eta\alpha_3)$	-	941	-5.47	

Characteristics of the gearbox 5HP18

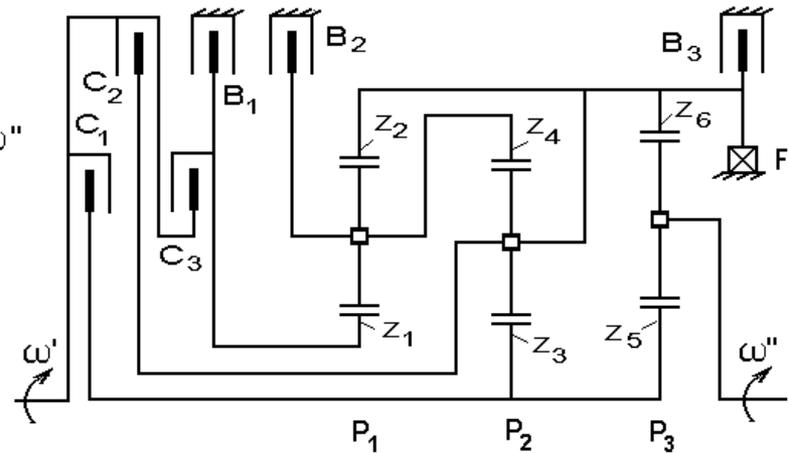
G	C ₁	C ₂	C ₃	B ₁	B ₂	B ₃	F ₁	F ₂	C ₄	B ₄	i_M	$N_p, \%$	$\eta_{PL}, \%$	i_{ω}	q_j
I		x				o		x		x	$\alpha_I\eta\eta_A(1+\eta/\alpha_L)$	-	930	3,66	1.83
II		x		x	x		x			x	$\frac{1+\eta^3/\alpha_{II}}{1+\eta_A/\alpha_R\eta_{II}}(1+\frac{\eta}{\alpha_L})$	-	959	2,00	1.42
III		x		x	x		x			x	$\frac{1+\eta^3/\alpha_{II}}{1+\eta_A/\alpha_R\eta_{II}}$	-	969	1,41	1.41
IV		x	x	o					x		1	-	1000	1	1.35
V			x	o	x				x		$1/[1+1/(\eta.\alpha_R)]$	-	991	0,74	
R	x					x				x	$\alpha_R\eta(1+\eta/\alpha_L)$	-	954	4,1	

Five-stage gearboxes for CAT



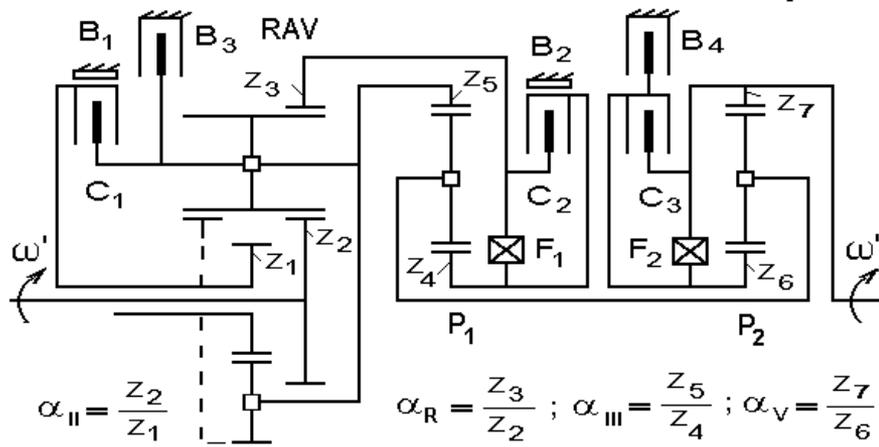
$$\alpha_1 = \frac{Z_3}{Z_2} ; \alpha_{II} = \frac{Z_2}{Z_1} ; \alpha_R = \frac{Z_3}{Z_1} ; \alpha_L = \frac{Z_5}{Z_4}$$

a) 5HP18



$$\alpha_1 = \frac{Z_2}{Z_1} ; \alpha_2 = \frac{Z_4}{Z_3} ; \alpha_3 = \frac{Z_6}{Z_5}$$

c) 5HP24



$$\alpha_{II} = \frac{Z_2}{Z_1} ; \alpha_R = \frac{Z_3}{Z_2} ; \alpha_{III} = \frac{Z_5}{Z_4} ; \alpha_V = \frac{Z_7}{Z_6}$$

b) W5A030

Characteristics of the gearbox 5HP24

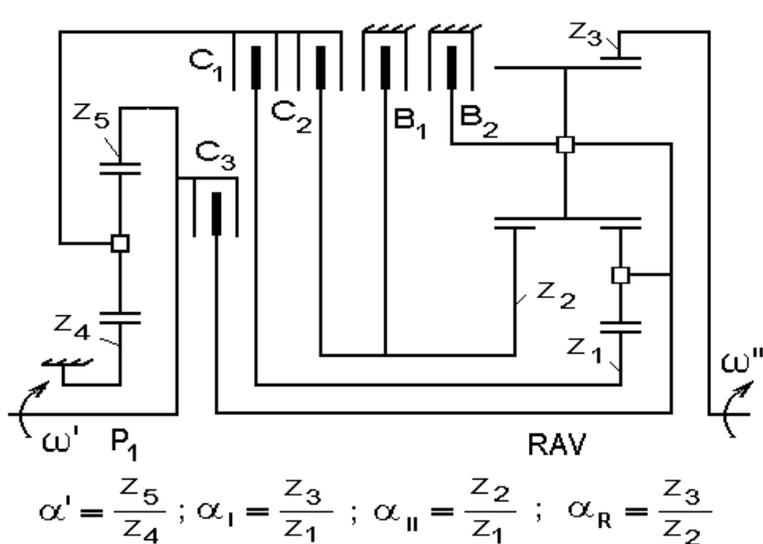
G	C ₁	C ₂	C ₃	B ₁	B ₂	B ₃	F	i_M	$N_p/N_f, \%$	η_{PL}, i_{ω}	q_j				
I	x					o	x	$1 + \eta \alpha_3$	-	974	3,57	1.62	W		
II	x				x			$\frac{1 + \eta \alpha_3}{1 + \frac{\eta \alpha_3}{(1 + \eta \alpha_2)}}$	-	978 %	2,20			1.46	
III	x				x			$\frac{1 + \alpha_1 / \eta + \eta \alpha_2}{1 + \frac{\alpha_1}{\eta} + \frac{\eta \alpha_2}{(1 + \eta \alpha_3)}}$	$\frac{\eta \alpha_2}{i_{\omega} \alpha_3} \cdot \frac{1 + \alpha_3 - i_{\omega}}{1 + 1 / \alpha_1}$ $\cdot \frac{1 + \eta \alpha_3 - i_M}{1 + \eta \alpha_3}, 67$	979	1,50			1.50	4.44
IV	x		x					1	-	1000	1,00			1.24	
V		x			x			$1 + \frac{\alpha_2}{\eta(1 + \eta \alpha_1)(1 + \eta \alpha_3)}$	$\frac{i_M \alpha_1 \alpha_2 / \eta}{(1 + \eta \alpha_3)(1 + \alpha_1)}, 53$	982	0,80				
R			x			x		$\eta(1 + \eta \alpha_1) \cdot (1 + \eta \alpha_3) / \alpha_2$	-	915	-4,09				

Characteristics of the gearbox W5A030

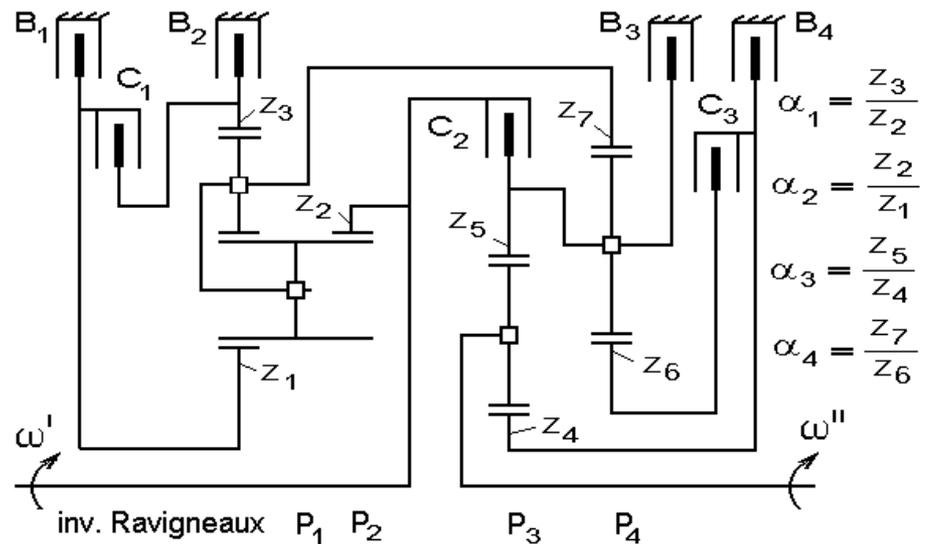
G	C ₁	C ₂	B ₁	B ₂	B ₃	F ₁	C ₃	B ₄	F ₂	i_M	$N_P, \%$	$\eta_{PL}, \%$	i_o	q_j
I		o		x		x	o		x	$(1+\eta\alpha_R)(1+\eta/\alpha_{III})$	-	967	3,87	1.72
II			x	x			o		x	$(1+\eta^3_A/\alpha_{II})(1+\eta/\alpha_{III})$	-	963	2,25	1.57
III	x			x			o		x	$1+\eta/\alpha_{III}$	-	989	1,44	1.44
IV	x	x					o		x	1	-	1000	1	1.33
V	x	x						x		$1/[1+1/(\eta\alpha_V)]$	-	991	0,75	
R		x			x	x	x			$\eta\alpha_R(1+\eta\alpha_{III})$	-	940	-5,59	

W
5.16

Multi-stage gearboxes for CAT



a) 6HP26



b) W7A700

Characteristics of the gearbox W7A 700

G	C ₁	C ₂	C ₃	B ₁	B ₂	B ₃	B ₄	i_M	$N_p/N, \%$	$\eta_{PL}, \%$	i_ω	q_j
I			x		x		x	$(1+\eta\eta_{In}\alpha_2)(1+\eta/\alpha_4)(1+\eta/\alpha_3)$	-	955	4,38	1,53
II			x	x			x	$(1+\eta/\alpha_2)(1+\eta/\alpha_4)(1+\eta/\alpha_3)$	-	969	2,86	1,49
III	x		x				x	$(1+\eta/\alpha_4)(1+\eta/\alpha_3)$	-	980	1,92	1,40
IV	x	x					x	$(1+\eta/\alpha_3)$	-	990	1,37	1,37
V	x	x	x					1	-	1000	1,00	1,22
VI		x	x	x				$1 + \frac{1}{\eta(1+\eta\alpha_2)(1+\eta\alpha_3)}$	$\frac{i_M\alpha_4/\eta}{(1+\eta\alpha_3)(1+1/\alpha_2)}$ 39	984	0,82	1,13
VII		x	x		x			$1 + \frac{\alpha_1\alpha_4}{\eta(1+\eta\alpha_3)(\eta\eta_{In}+\alpha_1)}$	$\frac{i_M\alpha_4/\eta}{(1+\eta\alpha_3)(1+\alpha_1)}$ 22	977	0,73	
R _I			x		x	x		$\frac{\eta(1+\eta\eta_{In}\alpha_1)(1+\eta\alpha_3)}{\alpha_4}$	-	915	-3,43	
R _{II}			x	x		x		$\frac{\eta(\eta+\alpha_2)(1+\eta\alpha_3)}{\alpha_2\alpha_4}$	-	928	-2,24	

W
6,02

Characteristics of the gearbox 6HP26

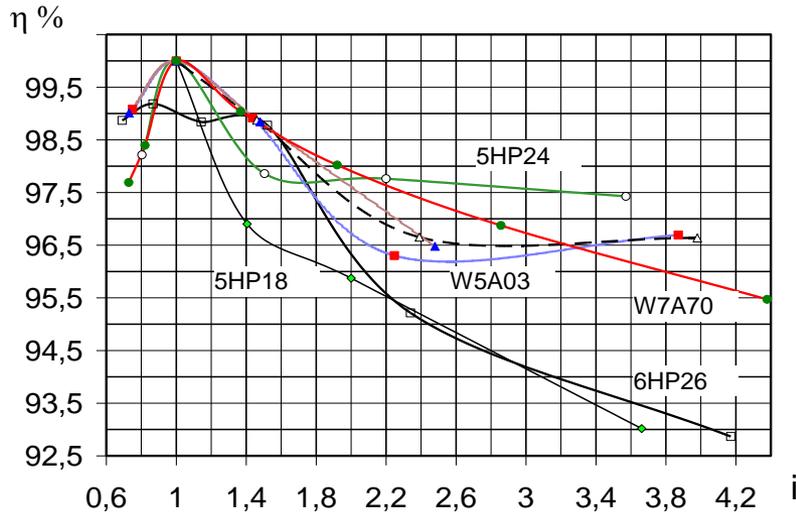
G	C ₁	C ₂	B ₁	B ₂	C ₃	i_M	$N_p / N', \%$	$\eta_{PL},$	i_{ω}	q_j
I	x			x		$\eta \eta_A \alpha_I (1 + \eta / \alpha')$	-	929	4,17	1.78
II	x		x			$\frac{(1 + \eta_A^3 \alpha_{II})(1 + \eta / \alpha')}{1 + \eta_A / \eta_R \alpha_R}$	-	952 ‰	2,34	1.54
III	x	x				$1 + \eta / \alpha'$	-	988	1,52	1.33
IV	x				x	$1 / \{1 - \eta \eta_A / [\alpha_I (1 + \alpha' / \eta)]\}$	$i_M \eta \eta_A / (\alpha_I + \alpha_I / \alpha'), 25$ $i_M (\alpha_I - \alpha_R \eta \eta_A) / \alpha_R \alpha_I, 12$	988	1,14	1.32
V		x			x	$1 / \{1 + 1 / [\eta \alpha_R (1 + \eta \alpha')]\}$	$i_M / (\eta + \eta \alpha_R), 28$	992	0,87	1.25
VI			x		x	$1 / [1 + 1 / (\eta \alpha_R)]$	-	989	0,69	
R		x		x		$\eta \alpha_R (1 + \eta / \alpha')$	-	952	-3,4	

W
6.04

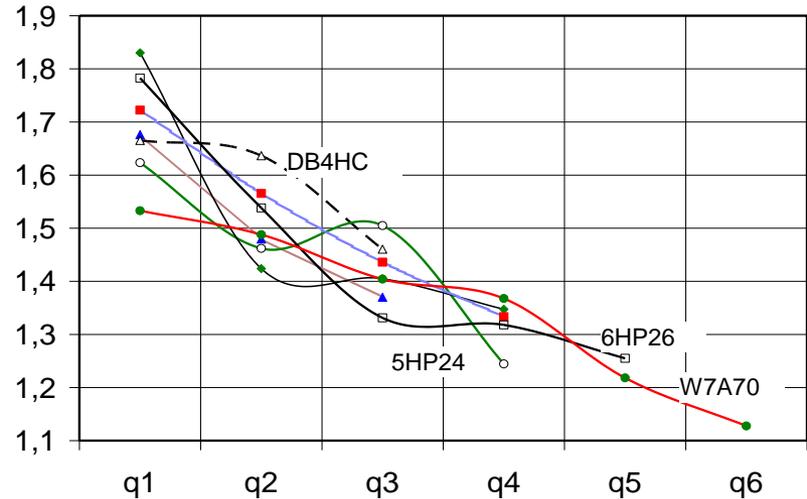
The parasitic power arises at :

- DB4HC in gear II → 64 %
- 5HP24 in gear III → 67 % and in gear V → 53 %
- 6HP26 in gear IV → 25 %, 12% and in gear V → 28 %
- W7A 700 in gear VI → 39 % and in gear VII → 22 %

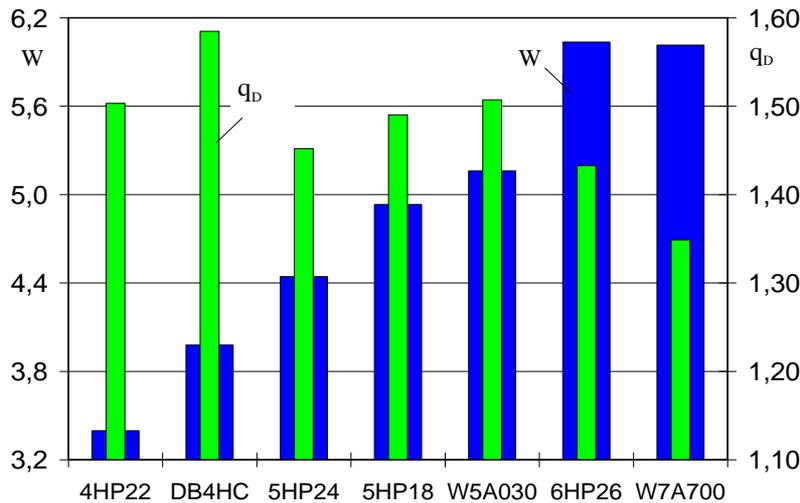
Graphical representation of the gearbox characteristics



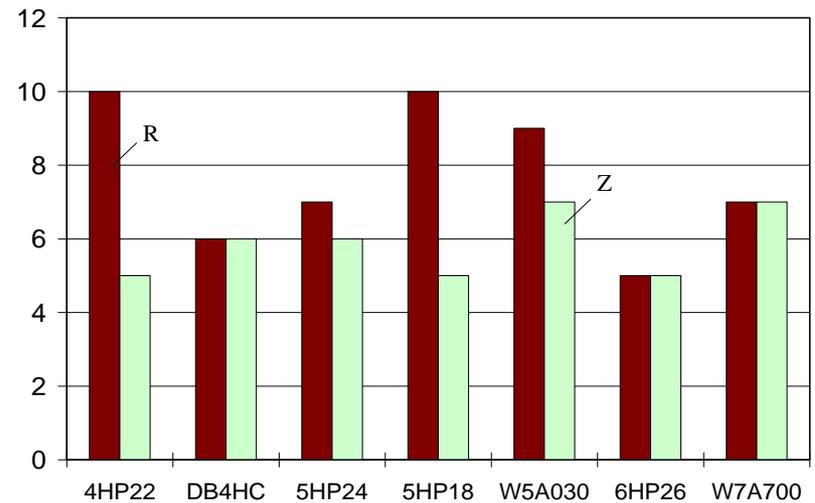
a) Efficiencies



b) Step jump



c) Conversion range (W) and average jump (q_b)



d) Number of gearwheels (Z) and friction elements (R)

Conclusions

- In car-automatic torque converter transmission, there is a trend to increase number of gears;
- This leads to greater conversion range, or a small step and complicated design with more friction elements and gearwheels;
- The six-speed gearbox 6HP26 is an exception - by suitable scheme to reach lower number of elements, and not so large values of undesired parasitic power;
- In gearbox 5HP24 arises relatively high parasitic power (in gear III and V), but nevertheless the efficiency values are especially at low translations upwards;
- The seven-speed gearbox has a relatively high efficiency at low gears and slightly lower for fast gears (due to the occurrence of parasitic power) and not so many elements;
- The undesired parasitic power is proportional to the torque multiplication in almost all the investigated schemes.

Thanks
for your
attention



TECHNISCHE UNIVERSITÄT SOFIA
KARLSRUHER INSTITUT FÜR TECHNOLOGIE
TECHNISCHE UNIVERSITÄT BRAUNSCHWEIG
FOM FACHHOCHSCHULE FÜR OEKONOMIE & MANAGEMENT

WISSENSCHAFTLICHE KONFERENZ

***INNOVATIONEN UND
WETTBEWERBSFÄHIGKEIT***

mit der freundlichen Unterstützung des DAAD



24-25 November 2011

Sofia

SCHIRMHERRSCHAFT DER TAGUNG:

Herr Thomas Zettler – Referatsleiter SOE, DAAD
Prof. Dr. Ing. Marin Hristov, Rektor der TU Sofia
Prof. Dr. Burghard Hermeier, Rektor der FOM Essen
Prof. Dr. Dr. Ing. Dr. h. c. Jivka Ovtcharova, FDIBA-Projekt Koordinator, KIT
Prof. Dr. Dr. h.c. mult. Franz Peter Lang, FDIBA-Projekt Koordinator, TU Braunschweig

ORGANISATIONSKOMITEE:

Vorsitzender: Prof. Dr. Stefan Stefanov

Mitglieder: **Prof. Dr. Georgi Popov**
 Prof. Dr. Michael Göke
 Prof. Dr. Geno Duntchev
 Prof. Dr. Dimitar Bojkov
 Prof. Dr. Dimitar Alexiev
 Prof. Dr. Stoyan Maleshkov
 Prof. Dr. Ivanka Korbankoleva
 Mag.-oec. Evgeni Petrov

Redaktion: **Mag.-Ing. Angel Bachvarov**
 Mag.-Ing. Jurica Katicic

KONTAKTADRESSE:

Technische Universität Sofia
Fakultät für deutsche Ingenieur- und Betriebswirtschaftsausbildung (FDIBA)
Gebäude 10, Raum 10213
Kliment Ohridski Bul. 8, 1756 Sofia
Tel: +359 893 690 481; E-Mail: a_bachvarov@tu-sofia.bg

Verlag der Technischen Universität Sofia
1000 Sofia, blvd. Kl. Ochridski 8
Gebäude 1, Raum 1269
BULGARIEN
ISSN-1310-3946

Inhalt

	Seite
Ansprache des Dekans Stefan Stefanov	1
<u>Wirtschaft</u>	
Innovation as companies' strategic priority Bozhana Gindeva	5
Ethische Grundlagen, Vision und Leitbilder als strategische Fortschritts- und Wettbewerbsfaktoren im Innovationsprozess Cristian Mustata, Cristian Dragomirescu	11
IT Entwicklung - und Innovationen als Wettbewerbsinstrument der Regierungenpolitik - Fallstudie Albanien Elior Vila	17
Wettbewerbsinstrumente im Zuliefergeschäft Evgeniy Petrov	23
Structured knowledge transfer as basis for the successful development of off-shoring services Franz Lehner, Christian Warth	29
Das Innovationssystem im Spannungsfeld von Gruppeninteressen Franz Peter Lang	43
Volkswirtschaftliche Aspekte der globalen Finanz-und Wirtschaftskrise Franz Peter Lang	51
Simulationsunterstützte Planung von Fertigungsanläufen zur Sicherung der Wettbewerbsfähigkeit Gert Zülch	65
Die Einführung und Konkurrenzvorteile des Total Quality Managements Ina Nikolova, Wolfgang A. Jahn	71

Innovationsentscheidungen in den Lieferanten-Abnehmer- Beziehungen	77
Ivanka Korbankoleva	
Wie Spielen komplexe Innovationsvorhaben unterstützt - Eine Fallstudienanalyse	83
Maximilian Witt, Christian Scheiner, Rafael Skornia, Susanne Robra-Bissantz, Kai-Ingo Voigt	
Die Patentaktivität als Wettbewerbsfähigkeitsfaktor	97
Stefan Stefanov, Roumyana Georgieva	
Qualität in der Erwachsenenbildung	119
Tebea Retzlaff	
Organisationaler Wandel und Strategie als Wettbewerbsfaktoren – Wege zu einer post-tayloristischen Unternehmensorganisation	125
Ulrich Heyder, Elisabeth Lazarou	
<u>Technik</u>	
A Comparison of Vision-based Inspection and Adaptive Approach for Determination of the Carbide Phase in 12CrMoV Steel	143
Alexander Tzokev, Anton Mihaylov, Irina Topalova	
Untersuchung der Mehrsteg-Planetensätze für PKW- Wandlerautomaten	149
Boyko Gigov	
Structural Optimization Methods in the Modern Product Development Process	159
Chavdar Georgiev, Georgi Chakmakov, Georgi Todorov, Nikolay Nikolov	
Configuration of Object Properties through Visual Markers in Augmented Environments	167
Dimo Chotrov, Stoyan Maleshkov, Angel Bachvarov	
Marker-based Object Alignment in Virtual Environments using Bounding Boxes	175
Dimo Chotrov, Stoyan Maleshkov, Angel Bachvarov	

Workflow for Automatic CAD-Object Presentation in Virtual Reality Environments	181
Dimo Chotrov, Stoyan Maleshkov, Angel Bachvarov	
Semigroups and Computers in Finite Boolean Algebras	187
Georgi Bijev	
Optimierte Texturenerkennung mittels Wavelet Vorverarbeitung und Neuronaler Netze	193
Irina Topalova, Alexander Tzokev, Marin Vlaskovski	
Design of Immersive Environment for Capturing of Emotions to Virtual Products	203
Jivka Ovtcharova, Jurica Katicic	
Virtual Reality for Marketing of Engineering Products	209
Jurica Katicic, Evgeniy Petrov, Angel Bachvarov	
Intelligente Sensorknoten für die Steuerung von energieeffizienten Lüftungssystemen	219
Marin Marinov	
Carbon Dioxide Measurement using Wi-Fi Tag	225
Marin Marinov, Georgi Nikolov	
Rapide Phasenübergänge in laser bonded MoO ₃ Schichten auf Edelstahl	231
Mihail Mihalev, Christo Christov, Chavdar Hardalov	
Augmented reality software system with Web and Android clients	239
Nedyalko Milenkov, Stoyan Maleshkov	
Möglichkeiten der heutigen CAM Systemen (CATIA V5) als Mittel in der Arbeitsvorbereitung	245
Olga Karakostopulo, Marina Mrkonjić	
Virtual Reality Product Configuration Considering Implicit Properties	255
Stoyan Maleshkov, Angel Bachvarov, Jurica Katicic, Ingrid Babani	

Analyse des Druckluftverbrauchs in pneumatischem System der Lokomotiven	261
Sanel Purgic, Kiril Velkov	
Methodik zur Modellierung von Feldern mit zufälligen Leuchtdichteverteilungen	267
Todor Djamiykov	
Anwendung der LR(k)-Parsingmethode bei der syntaktischen Analyse formalisierter Untermengen der deutschen Sprache	273
Velko Iltschev, Asya Plevnelieva	
Motor, Training and Health Programs through Use of Appliances and Simulators Generating Electrical Energy	279
Evgeni Gochev	



Untersuchung der Mehrsteg-Planetensätze für PKW-Wandlerautomaten

Boyko Gigov

Abstract. There are investigate by theory way speed ratio and torque ratio, efficiency of different gears and main parameters on planets mechanism, used for something modern four- , five- , six- and seven-speed automatic gear boxes for cars.

Keywords. Conventional Automatic Transmission, Planetary Gear Box, Torgue Converter.

I. Einleitung

Die PKW-Wandlerautomaten sind ausschließlich mit Planeten-Nachschaftstufengetrieben ausgerüstet, da sie kleinere Abmessungen und spezifische Masse als Vorgelegegetriebe haben. Die in der Vergangenheit verwendeten Grundmechanismen („Simpson“ und „Ravigneaux“) mit drei Vorwertsgänge und einem Rückwärtsgang (3+1) sind heute auch bei Mehrganggetrieben in Kombination mit zusätzlichen Planetensätzen einsetzbar. Zum Beispiel so genannten Mechanismus „Lepelletier“ (6+1) besteht aus einem einfachen Planetensatz und einem Ravigneaux-Satz. Varianten des Ravigneaux-Satzes sind auch Ravigneaux-Inversionsatz (mit zwei Hohlräder und eines Sonnenrad) und Mechanismus „Powerglide“. Der vorwiegend bei LKW und Bussen verwendete Planetenmechanismus nach Wilson-Schema wird auch bei einigen PKW-Automatikgetrieben benutzt. Ähnlich wie beim Simpson-Satz, besteht der Wilsonmechanismus aus einigen Einfachsätzen, die nacheinander oder parallel arbeiten können. Mit nacheinander Verbindung wird eine größere Übersetzung erzielt. Der Wirkungsgrad ist relativ niedrig und ergibt sich als Produkt einzelner Wirkungsgrade. Bei paralleler Verbindung sind sowohl kleinere als auch größere Übersetzungen möglich, aber bei einigermaßen Verbindungsvarianten entsteht parasitische Leistung, die in einen oder mehreren geschlossenen Kreisläufe zirkuliert. Wenn diese Leistung relativ niedrig ist, dann beeinflusst sie fast nicht den Gesamtwirkungsgrad und die Belastung entsprechender Zahnräder und Bauteilen, die in den geschlossenen Kreisläufen teilnehmen. In der Regel ist die parasitische Leistung nicht bedeutsam bei kleineren Übersetzungen. Aber bei größeren Übersetzungen (z. B. 10 bis 15) kann diese Leistung ziemlich größer als nützliche Leistung sein. Das bedeutet zusätzliche Belastung der Bauteile und niedrigere Lebensdauer des Getriebes. Zum Glück brauchen die gewöhnlichen PKW nicht so große Übersetzungen, aber trotzdem lässt sich die mögliche parasitische Leistung und ihren Einfluss über Gesamtwirkungsgrad des Getriebes bei einigen Mehrsteg-Planetensätzen untersuchen und bewerten.

Die Zahl der Schaltelemente und der Zahnräder verschiedener Nachschaltgetriebe ist nicht nur Gangzahlabhängig, sondern hängt auch von den Freiheitsgraden und von den Besonderheiten der Getriebeauslegung an. Wichtige Kenngrößen eines Stufengetriebes, die den Fahrkomfort und die Lebensdauer der Reibungselemente beeinflussen, sind auch die Getriebebefestigung und der Wandlungsbereich. Diese werden auch als Vergleichsparameter für untersuchte Planetengetriebe benutzt.

II. Methodik der Forschung und Berechnung

1. Ermittlung der Wirkungsgradwerte

Bei analytischer Untersuchung der Getriebe sind die Übersetzungen in einzelnen Gängen durch die Zähnezahlnverhältnisse (α_i) aktiver Planetensätze mit und ohne Berücksichtigung der Verluste ausgedrückt. Die folgenden Vereinfachungen werden auch angenommen:

- Die Drehbewegung ist ohne Beschleunigung oder Verzögerung und Fliehkräfte werden vernachlässigt;
- Die Luftverluste bei Übertragbewegung werden nicht berücksichtigt;
- Die Reibverluste in Zahnradpaare bei Relativbewegung (bedingt unbeweglicher Steg) werden durch Wirkungsgrade einer Paar mit Äußerverzahnung bzw. mit Innenverzahnung bei der Nennbelastung (Nenn Drehmoment) berechnet;
- Die Wirkungsgrade einfacher Planetensätze bei Relativbewegung sind gleich angenommen und betragen auf: $\eta_1 = \eta_2 = \eta_3 = \dots = \eta_n = \eta_A \cdot \eta_{In} = \eta$;
- $\eta_A = 0.975$ – Wirkungsgrad einer Paar mit Äußerverzahnung;
- $\eta_{In} = 0.989$ - Wirkungsgrad einer Paar mit Innenverzahnung.

Die Kraftanalyse wird Anhand einer Gleichung der äußeren Drehmomente, die aus Gleichgewichtsbedingung folgt:

$$M' + M'' + M_B = 0 ,$$

und noch einige Gleichungen der inneren Drehmomente für die aktiven Planetensätze bei bedingt unbeweglichem Steg durchgeführt. Durch innere Gleichungen wird das Bremsmoment (M_B) als Funktion vom Eingang- oder Ausgangsdrehmoment (M' oder M'') ausgedrückt und wird auch in die äußere Gleichung ersetzen. Dann werden die Drehmomentübersetzung, Drehzahlübersetzung und der Wirkungsgrad des Planetengetriebes ermittelt:

$$i_M = M''/M' \quad ; \quad \eta_{PL} = i_M/i_\omega = M'' \cdot \omega' / M' \cdot \omega$$

2. Ermittlung der parasitischen Leistung

Die Bedingung für die Existenz der parasitischen Leistung in einem geschlossenen Kreislauf lautet: die Eingangs- oder Ausgangswelle des Getriebes hat nicht nur eine, sondern mindestens zwei feste Verbindungen (Zahnräder oder Stege), die gegenwärtige Drehmomentrichtungen haben. Wenn sind die Drehmomentrichtungen aller festen Verbindungen gleiche, dann ergibt sich parallele Kraftübertragung ohne parasitische Leistung.

Das Drehmoment und die Winkelgeschwindigkeit, die im geschlossenen Kreislauf herrschen, werden entsprechend durch das Eingangsdrehmoment (M') und durch die Eingangsgeschwindigkeit (ω') ausgedrückt, damit die parasitische Leistung und Eingangsleistung zu vergleichen.

3. Beispiel für die Berechnung eines Mehrsteg-Planetensatzes

Der 7-Gang-Wandlerautomat W7A 700 (Baujahr 2003) hat zwei Schnellgänge (Gang VI und Gang VII), die sich durch parallele Verbindung zwischen einem Ravigneaux-Inversionsatzes und zwei einfachen Nachschalt-Planetensätze ergeben. In diesem Fall lässt sich der Mechanismus auch hinsichtlich eventuell entstehender Parasitischleistung untersuchen. Zuerst muss man die Drehzahlübersetzung (durch Willisverfahren oder Kutzbachplan) und die Drehmomentrichtungen ermitteln. Zum Beispiel, wenn es sich um Gang VI handelt (Bremse B_1 und Kupplungen C_2 und C_3 sind eingeschaltet - Bild 1.), der eine positive Drehzahlübersetzung kleiner als eins hat (Vorwärtsschnellgang), ergibt sich für die Drehmomentrichtungen $\rightarrow M'$ - positiv, M'' - negativ und M_B - auch negativ. Die Richtungen der Eingangskenngrößen (M' und ω') werden bedingt positiv angenommen. Dann sind die Richtungen der Ausgangskenngrößen für Vorwärtsgänge entsprechend ω'' – positiv und M'' – negativ, da die Antriebsglieder in der Regel gleiche Parameterrichtungen haben und die Abtriebsglieder – gegenüberliegende. Das Bremsmoment (Drehmoment des unbeweglichen Gliedes) übernimmt die Richtung des Ausgangsdrehmoments, da es bei Schnellgängen kleiner als Eingangsdrehmoment ist: $|M'| > |M''|$. Dann ist die Gleichung der äußeren Drehmomente:

$$(1) \quad M' = M'' + M_B ;$$

Durch den Ravigneaux- Inversionsatz kann man drei einzelne Planetensätze realisieren – Planetensatz P_1 mit Zähnezahlerhältnis $\alpha_1 = Z_3/Z_2$, Planetensatz P_1' mit Zähnezahlerhältnis $\alpha_1' = Z_3/Z_1$ und Planetensatz P_2 mit Zähnezahlerhältnis $\alpha_2 = Z_2/Z_1$. Nur zwei von ihnen sind aber unabhängig. Im Getriebe W7A werden P_1 und P_2 entsprechend für Gang VII und für Gang VI benutzt. Also die aktive Planetensätze in Gang VI sind P_2 und einfache Nachschalt-planetensätze P_3 mit Zähnezahlerhältnis $\alpha_3 = Z_5/Z_4$ und P_4 mit Zähnezahlerhältnis $\alpha_4 = Z_7/Z_6$, und P_1 ist unaktiv.

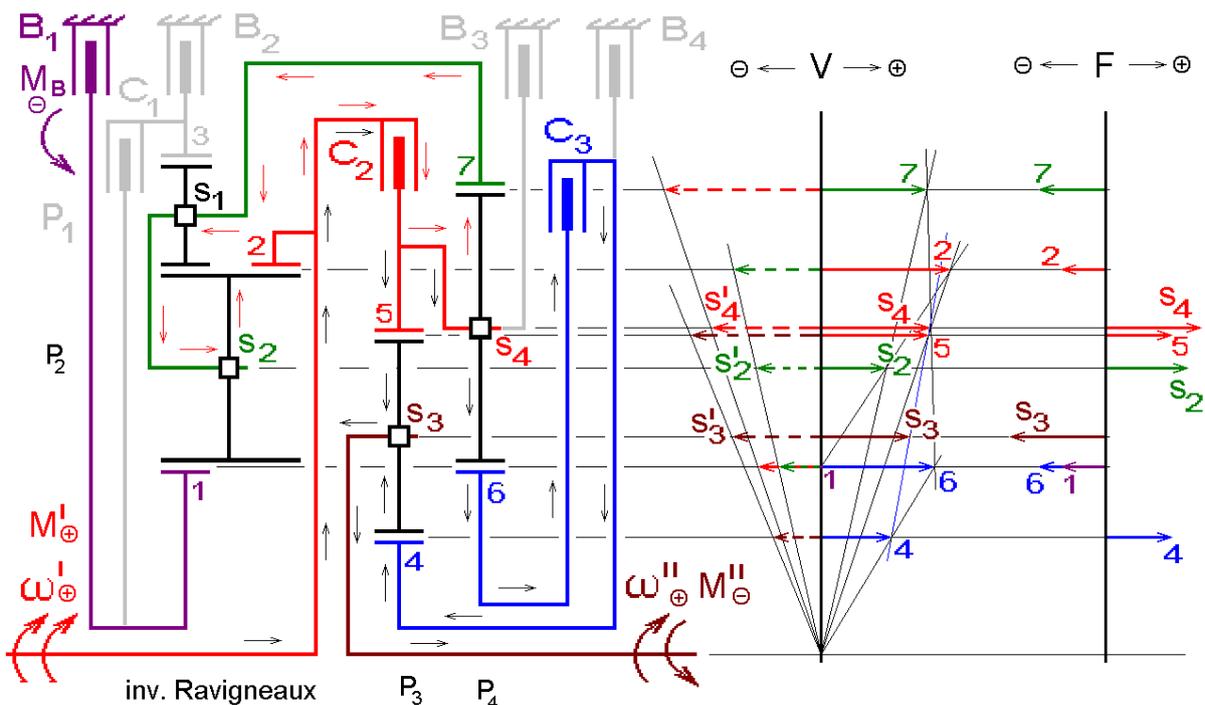


Bild 1: Beispiel zur Ermittlung des Wirkungsgrades und der Parasitischleistung

Für die Gleichungen der inneren Drehmomente und auch zur Beweisung, ob die parasitische Leistung entsteht oder nicht, braucht man die Richtungen der Umfangskräfte und

der Umfangsgeschwindigkeiten in den Verzahnungen der aktiven Planetensätze. Diese lassen sich durch den Kräfte- und Geschwindigkeitsplan ermitteln. Das Eingangsglied hat drei Verbindungen (Hohlrad 2, Hohlrad 5 und Steg S₄), die am Anfang unbekannte Drehmoment- bzw. Umfangskräfte haben. Aber das Ausgangsglied hat nur eine Verbindung – Steg S₃ mit negativer Drehmomentrichtung. Aus Gleichgewichtsbedingungen für das Planetenzahnrad des Planetensatzes P₃ folgt: die Umfangskräfte in den Verzahnungen 4 und 5 sind gleich und wirken in Gegenrichtung der Umfangskraft, die im Steg S₃ wirkt – also die beide sind positiv. Auf dieselbe Weise lassen sich die Umfangskräfte in den Verzahnungen 1 und 2 ermitteln. Diese sind negativ, da das Bremsmoment bzw. Umfangskraft, die in der Verzahnung 1 wirkt ist auch negativ. Aus Gleichgewichtsbedingungen für das Planetenzahnrad des Planetensatzes P₂ ergibt sich für die Umfangskraft im Steg S₂ – positiv. Für den Planetensatz P₄ sind die Umfangskräfte in den Verzahnungen 6 und 7 auch negativ und im Steg S₄ – positiv, da das Sonnenrad 6 nur eine Verbindung (mit dem Sonnenrad 4 durch die Kupplung C₃) hat und das Hohlrad 7 - auch (mit dem Steg S₂) und diese Glieder haben positive Umfangskräfte.

Der Geschwindigkeitsplan (Kutzbachplan) lässt sich mit der Gerade des Eingangsgliedes anfangen, die die Geschwindigkeitsvektoren der Glieder 2, 5 und S₄ als positive mit bedingten Beiträgen bestimmt. Durch die Gerade des Planetenzahnrades von P₂, die die Geschwindigkeitsvektoren 2 und 1 (Mit Beitrag gleich Null) verbindet, ergibt sich den Geschwindigkeitsvektor des Stegs S₂. Die nächste Gerade verbindet den Vektor S₂ mit dem Koordinatensystemanfang und bestimmt den Geschwindigkeitsvektor des Hohlrades 7, da es gleiche Winkelgeschwindigkeit wie dem Steg S₂ hat. Die Gerade des Planetenzahnrades von P₄ verbindet die Vektoren 7 und S₄ und ermittelt den Geschwindigkeitsvektor des Sonnenrades 6. Der Geschwindigkeitsvektor des Sonnenrades 4 ergibt sich durch die Verbindung zwischen dem Koordinatensystemanfang und dem Vektor 6 (die beiden Sonnenräder drehen sich mit gleicher Winkelgeschwindigkeit). Die gerade Linie des Planetenzahnrades von P₃ verbindet die Vektoren 5 und 4 ergibt sich die Umfangsgeschwindigkeit des Ausgangsgliedes – Steg S₃. Um die resultierenden Geschwindigkeitsvektoren der einzelnen Glieder bei bedingt unbeweglichen Stegen (gültig für die relative Bewegung) zu ermitteln, werden auch noch drei Geschwindigkeitsvektoren (S'₂, S'₃, S'₄) aufgebaut, die Gegenrichtungen und gleiche Beiträge wie der Geschwindigkeitsvektoren entsprechenden Stegen haben. Die geraden Linien, die diese drei zusätzlichen Vektoren mit dem Koordinatensystemanfang verbinden, ermitteln die notwendige für die Relativbewegung korrigierende Vektoren (mit gestrichelten Linien) der einzelnen Glieder von entsprechenden Planetensätzen.

Drei Gleichungen der inneren Drehmomente, die für die Relativbewegung gültig sind, lassen sich schreiben:

für P₂ : Sonnenrad 1 (Bremsse B₁) → F – , V – ∴ Antriebsglied (gleiche Richtungen)
Hohlrad 2 → F – , V + ∴ Abtriebsglied (Gegenrichtungen)

$$(2) \quad M_2 = M_1 \cdot \alpha_2 \cdot \eta \quad ;$$

für P₃ : Sonnenrad 4 → F + , V + ∴ An ; Hohlrad 5 → F + , V – ∴ Ab

$$(3) \quad M_5 = M_4 \cdot \alpha_3 \cdot \eta \quad ;$$

für P₄ : Sonnenrad 6 → F – , V + ∴ Ab ; Hohlrad 7 → F – , V – ∴ An

$$(4) \quad M_6 = M_7 \cdot \frac{1}{\alpha_4} \cdot \eta$$

Aus Gleichgewichtsbedingungen der Äußermomente einzelner Planetensätze folgt:

$$\begin{aligned}
(5) \quad & M_{S2} = M_1 + M_2 \quad (2) \rightarrow (5) \quad \text{und} \quad M_1 = M_B \\
(6) \quad & M_{S2} = M_1 \cdot (1 + \alpha_2 \cdot \eta) = M_B \cdot (1 + \alpha_2 \cdot \eta) \quad \rightarrow \quad M_B = \frac{M_{S2}}{(1 + \alpha_2 \cdot \eta)} \\
(7) \quad & M'' = M_{S3} = M_4 + M_5 \quad (3) \rightarrow (7) \quad \text{und} \quad M_4 = M_6 \\
(8) \quad & M'' = M_4 \cdot (1 + \alpha_3 \cdot \eta) = M_6 \cdot (1 + \alpha_3 \cdot \eta) \quad \rightarrow \quad M_6 = \frac{M''}{(1 + \alpha_3 \cdot \eta)} \quad (8) \rightarrow (4) \\
(9) \quad & \frac{M''}{(1 + \alpha_3 \cdot \eta)} = \frac{M_7 \cdot \eta}{\alpha_4} \quad \rightarrow \quad M_7 = \frac{M'' \cdot \alpha_4}{\eta \cdot (1 + \alpha_3 \cdot \eta)} \\
(10) \quad & M_{S2} = M_7 \quad (9) \rightarrow (6) \rightarrow M_B = \frac{M'' \cdot \alpha_4}{\eta \cdot (1 + \alpha_3 \cdot \eta) \cdot (1 + \alpha_2 \cdot \eta)} \\
(11) \quad & (10) \rightarrow (1) \rightarrow M' = M'' \cdot \left(1 + \frac{\alpha_4}{\eta \cdot (1 + \alpha_3 \cdot \eta) \cdot (1 + \alpha_2 \cdot \eta)}\right) \\
(12) \quad & i_M = \frac{M''}{M'} = \frac{1}{1 + \alpha_4 / [\eta \cdot (1 + \alpha_2 \cdot \eta) \cdot (1 + \alpha_3 \cdot \eta)]} \\
(13) \quad & i_\omega = \frac{\omega'}{\omega''} = \frac{1}{1 + \alpha_4 / [(1 + \alpha_2) \cdot (1 + \alpha_3)]} \quad i_\omega = i_M \quad (\text{wenn } \eta_A = \eta_{in} = \eta = 1) \\
(14) \quad & \eta_{PL} = \frac{i_M}{i_\omega} = \frac{1 + \alpha_4 / [(1 + \alpha_2) \cdot (1 + \alpha_3)]}{1 + \alpha_4 / [\eta \cdot (1 + \alpha_2 \cdot \eta) \cdot (1 + \alpha_3 \cdot \eta)]}
\end{aligned}$$

Alle drei Verbindungen des Eingangsgliedes besitzen eine positive Winkelgeschwindigkeit, Hohlrads 5 und Steg S₄ - auch positive Umfangskräfte (dann sind sie Antriebsglieder), aber Hohlrads 2 hat negative Umfangskraft und es ist Abtriebsglied (Bild 1). Also die Bedingung für parasitische Leistung ist vorhanden. Diese zirkuliert im geschlossenen Kreislauf Steg S₄ → Hohlrads 7 → Steg S₂ → Hohlrads 2 → Steg S₄. Man muss das Drehmoment und die Winkelgeschwindigkeit im diesen Kreislauf durch die Eingangsparameter ausdrücken. Zum Beispiel geeignet sind die Kenngrößen des Hohlrads 7.

Aus Grundgleichung der Kinematik für P₂ folgt:

$$\omega_1 + \alpha_2 \cdot \omega_2 = (1 + \alpha_2) \cdot \omega_{S2} \rightarrow \text{bei } \omega_1 = 0 \quad ; \quad \omega_7 = \omega_{S2} \quad \text{und} \quad \omega_2 = \omega'$$

$$(15) \quad \omega_7 = \frac{\omega'}{1 + 1/\alpha_2} \quad ; \quad \text{aus (9) und (12)} \rightarrow M_7 = \frac{M'' \cdot \alpha_4}{\eta \cdot (1 + \alpha_3 \cdot \eta)} = \frac{M' \cdot i_M \cdot \alpha_4}{\eta \cdot (1 + \alpha_3 \cdot \eta)}$$

$$(16) \quad N_P = M_7 \cdot \omega_7 = \frac{i_M \cdot \alpha_4}{\eta \cdot (1 + \alpha_3 \cdot \eta) \cdot (1 + 1/\alpha_2)} \cdot M' \cdot \omega' \rightarrow \frac{N_P}{N'} = \frac{i_M \cdot \alpha_4}{\eta \cdot (1 + \alpha_3 \cdot \eta) \cdot (1 + 1/\alpha_2)} \cdot 100, \%$$

III. Vergleichsanalyse der Kenngrößen einiger Planetensätze

Außer den Wirkungsgrad und die parasitische Leistung werden auch das Wandlungsbereich ($W = i_{\max} / i_{\min}$), die Getriebestufung ($q_j = i_j / i_{j+1}$), die durchschnittliche Stufe ($q_D = \sqrt[k-1]{W}$) und die Zahl der Elementen einiger mehr verbreiteten PKW-Planetensätze untersucht. Als Hilfselemente zu den Reibschaltelementen werden auch bei einigem Getriebe Freiläufe eingesetzt. Diese arbeiten statt Bremsen oder Kupplungen relativ kurz nur bei Beschleunigung (oder Verzögerung) bei automatischer Umschaltung.

Bild 2 zeigt zwei Varianten der vierstufigen Planetengetriebe – 4HP22 mit Grundmechanismus nach Simpson-Schema, das für hydrodynamischen Drehmomentwandler

vorgesehen ist, und DB4HC mit größerem Wandlungsbereich - für hydrodynamische Kupplung.

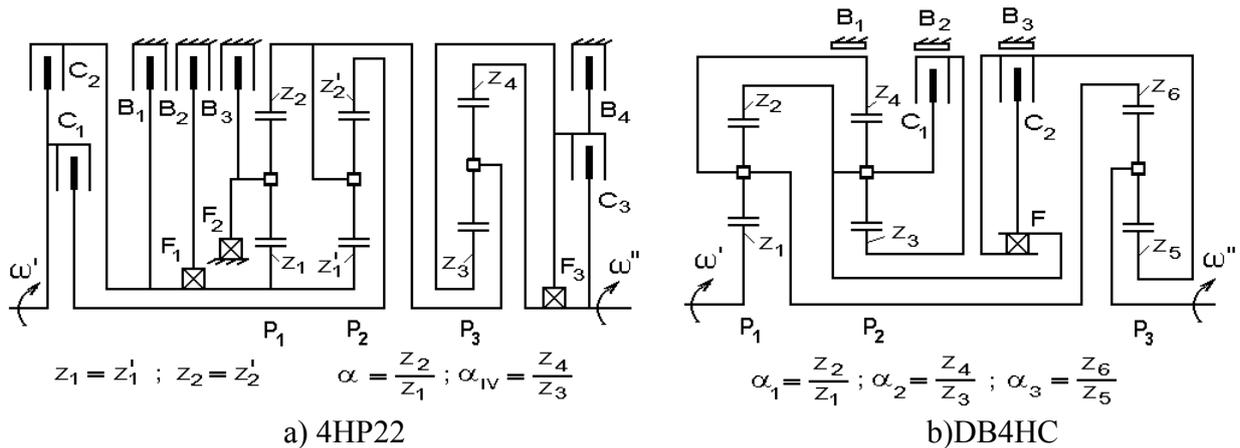


Bild 2: Kinematische Schemas der vierstufigen Planetengetriebe

Tabelle 1: Kenngrößen des Getriebes 4HP22

G	C ₁	C ₂	C ₃	B ₁	B ₂	B ₃	B ₄	F ₁	F ₂	F ₃	i _M	N _P , %	η _{PL} , %	i _ω	q _j
I	x		o			o			x	x	1+η ² +η/α	-	965	2.48	1.68 1.48 1.37
II	x		o	x	x			x		x	1+η/α	-	988	1.48	
III	x	x	o							x	1	-	1000	1.00	
IV	x	x					x				1/[1+1/(ηα _{IV})]	-	990	0.73	
R		x	x			x					ηα	-	964	-2.09	3.40

Tabelle 2: Kenngrößen des Getriebes DB4HC

G	C ₁	C ₂	B ₁	B ₂	B ₃	F	i _M	N _P /N', %	η _{PL} , %	i _ω	q _j
I		o			x	x	(1+ηα ₁). (1+η/α ₃)	-	966	3.98	1.67 1.64 1.46
II				x	x		[1+ηα ₁ /(1+α ₂ /η)]. (1+η/α ₃)	$\frac{\eta\alpha_1\alpha_2}{1+\alpha_1+\alpha_2}, 64$	967	2.39	
III	x				x		1+η/α ₃	-	989	1.46	
IV	x	x					1	-	1000	1.00	
R		x	x				ηα ₁ (1+ηα ₃)	-	941	-5.47	3.98

Der Simpson-Satz arbeitet mit Leistungsverzweigung (ohne parasitische zirkulierende Leistung) nur in Gang I durch parallele Verbindung zwischen einfachen Planetensätze P₁ und P₂. In alle anderen Gänge (II, III, IV, R) arbeitet nur einer Planetensatz oder keiner - bei direktem Gang. Die Untersuchung des Getriebes DB4HC zeigt Entstehung der parasitischen Leistung in einem geschlossenen Kreislauf nur in Gang II. Aber der Wirkungsgrad bleibt relativ hoch, wie in Gang I, der mit nacheinander Verbindung zwischen P₁ und P₃ arbeitet.

Die Fünfgang-Wandlerautomaten (Baujahr 1989-90) sind vorwiegend mit Drehmomentwandler ausgerüstet (Bild 3) und darstellen die Weiterentwicklungen der vorhergehenden Viergang-Stufenautomaten (W4A040 → W5A030 und 4HP18Q → 5HP18), die der Ravigneaux- und Powerglide-Satz als Grundmechanismen benutzen, oder

selbständigen Baumuster 5HP24 - mit typischer Ausnutzung der Wilson-Satz. Im Getriebe 5HP18 arbeitet der Powerglide-Satz als Freisteg-Mechanismus in Gang II und in Gang III ohne zirkulierende Parasitischleistung. Die anderen Gänge nutzen nur einen oder zwei nacheinander verbundenen Planetensätzen. Im Getriebe W5A030 wird der Ravigneaux-Satz nicht typisch eingesetzt, da immer nur sein einzelner Planetensatz benutzt wird, der in Reihe mit einfachen Sätzen verbunden ist. Alle Gänge dieses Getriebes können ohne zirkulierende Parasitischleistung arbeiten. Das Getriebe 5HP24 arbeitet durch parallele Verbindungen in Gang II, III und V. Die Untersuchung dieser Gänge zeigt eine Parasitischleistung nur in Gang III und V, aber die Wirkungsgrade der allen Gänge sind relativ hoch und ungefähr konstant. (Ausnahme – Rückwärtsgang).

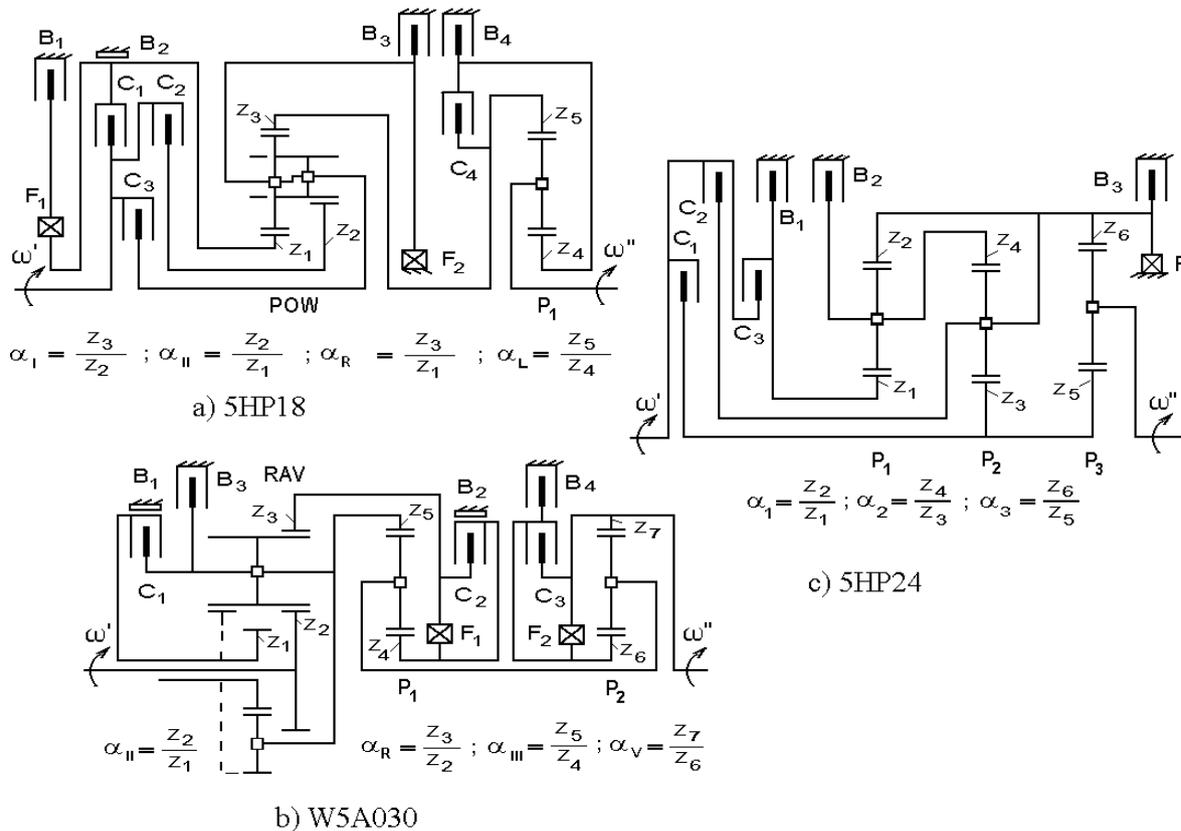


Bild 3: Kinematische Schemas einiger fünfstufigen Planetengetriebe

Tabelle 3: Kenngrößen des Getriebes 5HP18

G	C ₁	C ₂	C ₃	B ₁	B ₂	B ₃	F ₁	F ₂	C ₄	B ₄	i_M	$N_P, \%$	$\eta_{PL}, \%$	i_ω	q_j	
I		x				o		x		x	$\alpha_I \eta \eta_A (1 + \eta / \alpha_L)$	-	930	3,66	1.83 4.93	
II		x		x	x		x			x	$\frac{1 + \eta_A^3 / \alpha_{II}}{1 + \eta_A / \alpha_R \eta_{In}} (1 + \frac{\eta}{\alpha_L})$	-	959	2,00		1.42
III		x		x	x		x			x	$\frac{1 + \eta_A^3 / \alpha_{II}}{1 + \eta_A / \alpha_R \eta_{In}}$	-	969	1,41		1.41
IV		x	x	o					x		1	-	1000	1		1.35
V			x	o	x				x		$1/[1+1/(\eta \cdot \alpha_R)]$	-	991	0,74		
R	x					x				x	$\alpha_R \eta (1 + \eta / \alpha_L)$	-	954	-4,1		

Tabelle 4: Kenngrößen des Getriebes W5A030

G	C ₁	C ₂	B ₁	B ₂	B ₃	F ₁	C ₃	B ₄	F ₂	i_M	$N_P, \%$	$\eta_{PL}, \%$	i_ω	q_j
I		o		x		x	o		x	$(1+\eta\alpha_R) \cdot (1+\eta/\alpha_{III})$	-	967	3,87	1.72
II			x	x			o		x	$(1+\eta^3_A/\alpha_{II}) \cdot (1+\eta/\alpha_{III})$	-	963	2,25	1.57
III	x			x			o		x	$1+\eta/\alpha_{III}$	-	989	1,44	1.44
IV	x	x					o		x	1	-	1000	1	1.33
V	x	x							x	$1/[1+1/(\eta\alpha_V)]$	-	991	0,75	
R		x			x	x	x			$\eta\alpha_R(1+\eta\alpha_{III})$	-	940	-5,59	

W
5.16

Tabelle 5: Kenngrößen des Getriebes 5HP24

G	C ₁	C ₂	C ₃	B ₁	B ₂	B ₃	F	i_M	$N_P/N', \%$	η_{PL}	i_ω	q_j
I	x					o	x	$1+\eta\alpha_3$	-	974	3,57	1.62
II	x				x			$\frac{1+\eta\alpha_3}{1+\frac{\eta\alpha_3}{(1+\eta\alpha_2)}}$	-	978 ‰	2,20	1.46
III	x			x				$\frac{1+\alpha_1/\eta+\eta\alpha_2}{1+\frac{\alpha_1}{\eta}+\frac{\eta\alpha_2}{(1+\eta\alpha_3)}}$	$\frac{\eta\alpha_2}{i_\omega\alpha_3} \cdot \frac{1+\alpha_3-i_\omega}{1+1/\alpha_1} \cdot \frac{1+\eta\alpha_3-i_M}{1+\eta\alpha_3}, 67$	979	1,50	1.50
IV	x		x					1	-	1000	1,00	1.24
V		x		x				$1+\frac{\alpha_2}{\eta(1+\eta\alpha_1)(1+\eta\alpha_3)}$	$\frac{i_M\alpha_1\alpha_2/\eta}{(1+\eta\alpha_3)(1+\alpha_1)}, 53$	982	0,80	
R			x			x		$\eta(1+\eta\alpha_1) \cdot (1+\eta\alpha_3)/\alpha_2$	-	915	-4,09	

W
4.44

Auf dem Bild 4. sind Planetensätze für Sechs- und Siebenstufen-Wandlerautomaten Baujahr 2000 – 2003 dargestellt. Besonderheiten des Getriebes 6HP26 sind fehlenden Direktgang und typischen Einsatz des Ravigneaux-Satzes, wieso die entstandene Parasitschleistung in zwei geschlossenen Kreisläufe (Gang IV) und in einem in Gang V.

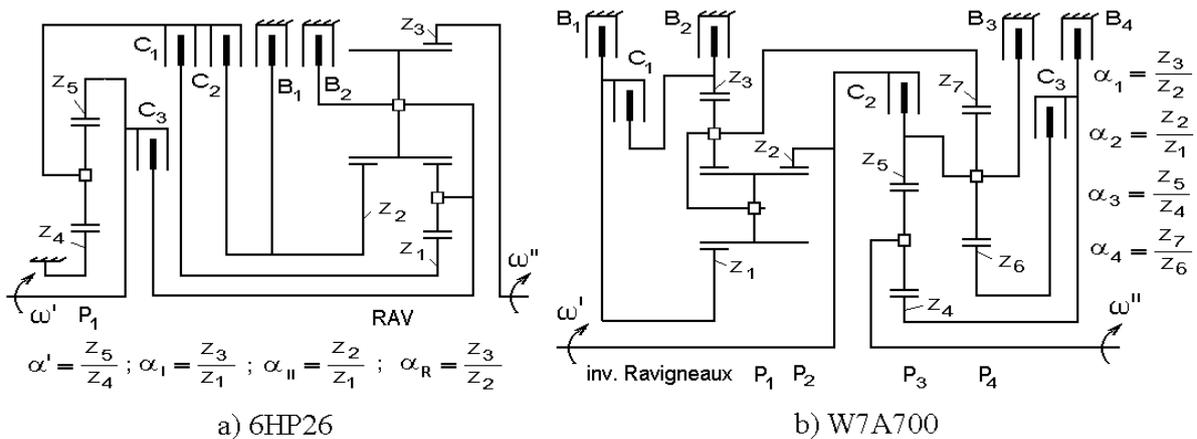


Bild 4: Kinematische Schemas einiger sechs- und siebenstufen Planetengetriebe

Trotzdem sind die berechnete Wirkungsgradwerte hoch und das Schema - insgesamt einfach. Das Getriebe W7A700 hat zwei Gänge mit zirkulierender Parasitischleistung - Gang VI (im Beispiel) und Gang VII. Die anderen nutzen Reihenverbindungen zwischen Planetensätze von Ravigneaux- Inversionsatz und anderer einfachen Sätze. Die Wirkungsgradwerte sind auch relativ hoch mit Ausnahme von zwei Rückwärtsgängen.

Tabelle 6: Kenngrößen des Getriebes 6HP26

G	C ₁	C ₂	B ₁	B ₂	C ₃	i _M	N _P /N', %	η _{PL}	i _ω	q _j
I	x			x		$\eta\eta_A\alpha_I(1+\eta/\alpha')$	-	929	4,17	1,78
II	x		x			$\frac{(1+\eta_A^3\alpha_{II})(1+\eta/\alpha')}{1+\eta_A/\eta_{In}\alpha_R}$	-	952 ‰	2,34	1,54
III	x	x				$1+\eta/\alpha'$	-	988	1,52	1,33
IV	x				x	$1/\{1-\eta\eta_A/[\alpha_I(1+\alpha'/\eta)]\}$	$i_M\eta\eta_A/(\alpha_I+\alpha_I/\alpha')$, 25 $i_M(\alpha_I-\alpha_R\eta\eta_A)/\alpha_R\alpha_I$, 12	988	1,14	1,32
V		x			x	$1/\{1+1/[\eta\alpha_R(1+\eta\alpha')]\}$	$i_M/(\eta+\eta\alpha_R)$, 28	992	0,87	1,25
VI			x		x	$1/[1+1/(\eta\alpha_R)]$	-	989	0,69	
R		x		x		$\eta\alpha_R(1+\eta/\alpha')$	-	952	-3,4	

Tabelle 7: Kenngrößen des Getriebes W7A700

G	C ₁	C ₂	C ₃	B ₁	B ₂	B ₃	B ₄	i _M	N _P /N', %	η _{PL}	i _ω	q _j
I			x		x		x	$(1+\eta\eta_{In}\alpha_1)(1+\eta/\alpha_4)(1+\eta/\alpha_3)$	-	955 ‰	4,38	1,53
II			x	x			x	$(1+\eta/\alpha_2).(1+\eta/\alpha_4).(1+\eta/\alpha_3)$	-	969	2,86	1,49
III	x		x				x	$(1+\eta/\alpha_4).(1+\eta/\alpha_3)$	-	980	1,92	1,40
IV	x	x					x	$(1+\eta/\alpha_3)$	-	990	1,37	1,37
V	x	x	x					1	-	1000	1,00	1,22
VI		x	x	x				$\frac{1}{1+\frac{\alpha_4}{\eta(1+\eta\alpha_2)(1+\eta\alpha_3)}}$	$\frac{i_M\alpha_4/\eta}{(1+\eta\alpha_3)(1+1/\alpha_2)}$, 39	984	0,82	1,13
VII		x	x		x			$\frac{1}{1+\frac{\alpha_1\alpha_4}{\eta(1+\eta\alpha_3)(\eta\eta_{In}+\alpha_1)}}$	$\frac{i_M\alpha_4/\eta}{(1+\eta\alpha_3)(1+\alpha_1)}$, 22	977	0,73	
R _I			x		x	x		$\frac{\eta(1+\eta\eta_{In}\alpha_1)(1+\eta\alpha_3)}{\alpha_4}$	-	915	-3,43	
R _{II}			x	x		x		$\frac{\eta(\eta+\alpha_2)(1+\eta\alpha_3)}{\alpha_2\alpha_4}$	-	928	-2,24	

Fast alle Getriebe haben einen Direktgang mit Übersetzung gleich 1, der keine Verzahnungen benutzt, sondern Überbrückungskupplungen. In diesem Fall ergibt sich auch Parasitischleistung, aber sie belastet die Zähne nur statisch und auch keinen Verschleiß ist vorhanden, da keine relative Bewegung zwischen den Gliedern besteht.

Die Kenngrößen der untersuchten Planetengetriebe werden auf dem Bild 5. verglichen.

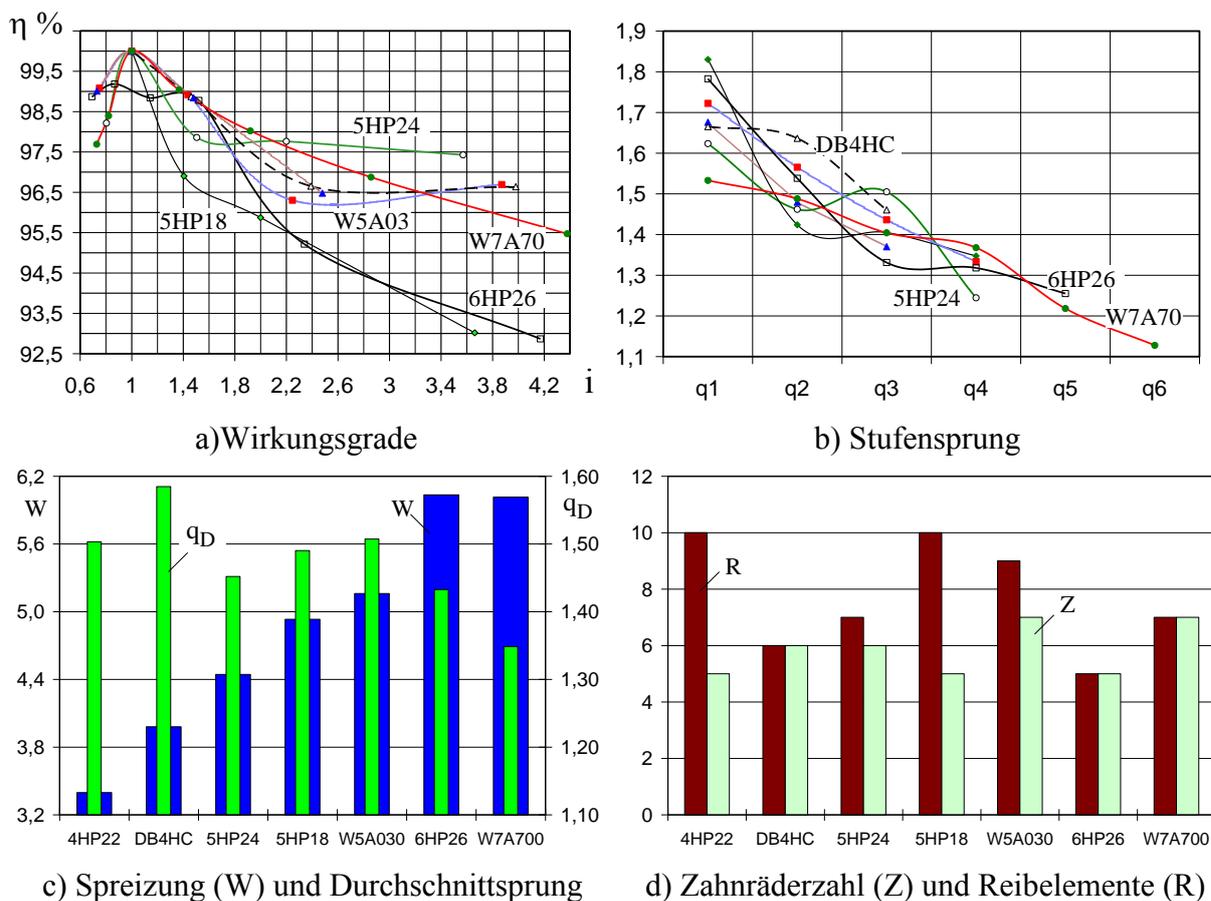


Bild 5. Graphische Darstellung der Getriebe-Kenngrößen

IV. Schlußfolgerungen

Bei PKW-Stufenautomaten mit hydrodynamischem Drehmomentwandler wird einen Trend zu Gangzahlerhöhung bemerkt. Diese führt zu größerem Wandlungsbereich, oder zu niedrigerem Stufensprung. Normalerweise der größeren Gangzahl entspricht komplizierte Auslegung mit mehreren Reibelementen und Zahnradern. Aber stimmt diese Regel nicht immer. Zum Beispiel durch geeignetes Schema sind diese Kenngrößen für das Getriebe 6HP26 am niedrigsten. Gleichzeitig ist unerwünschte Parasitischleistung dieses Getriebe nicht so groß und die Wirkungsgradwerte – vergleichbar mit anderen. Das Getriebe 5HP24 hat die höheren Werte der Parasitischleistung, aber trotzdem gute und fast konstante Wirkungsgradwerte, besonders bei niedrigen Übersetzungen. Das Siebenganggetriebe besitzt relativ höher Wirkungsgrad bei niedrigen Übersetzungen und etwas niedriger bei Schnellgängen und auch nicht so große Elementanzahl. Die Parasitischleistung ist proportional der Drehmomentübersetzung bei fast allen untersuchten Schemen.

Literaturverzeichnis:

- [1] Atz-mtz.de - Sechsgang - Stufenautomatikgetriebe für den neuen 7er BMW, S53-54
- [2] Bucksch M.(1991), ZF-5-Gang Automatgetriebe für PKW, VDI Berichte 878, S189-200
- [3] Schöpf H-J, G. Jürgens, J. Pickard (1989), Das neue Fünfgangautomatikgetriebe von Mercedes-Benz, ATZ 91, 9, S 444-453
- [4] Петров, А.В. (1966). Планетарные и гидромеханические передачи колесных и гусеничных машин. Москва, Машиностроение, 390 Стр.

Doz. Dr. -Ing. Boyko Ivanov Gigov, FDIBA, TU-Sofia, bgigov@tu-sofia.bg