

UNION OF MECHANICAL ENGINEERING

**NATIONAL SOCIETY OF THE INTERNAL COMBUSTION
ENGINES SPECIALISTS**

**NATIONAL SCIENTIFIC AND TECHNICAL CLUB OF
AUTOMOBILES, TRACTORS AND INDUSTRIAL CARS
BUILDING**

TECHNICAL UNIVERSITY OF SOFIA

MOTAUTO 2000

PROCEEDING

**Volume II
AUTOMOBILES,
TRANSPORT INFRASTRUCTURE AND
AIRCRAFTS**

ISBN 954-90272-4-4

**Sofia
18-20 October 2000**

C O N T E N T

A.	AUTOMOBILES1
A.1.	M. Sc. BOGDANOVIC Z. (YU), Ph. D. OBRADOVIC D. (YU), Prof. KOJIC M. (YU) Analysis of the Loads Transferred on the Body from the Drive Train upon Braking2
A.2.	Prof. Dr. Sc. BULATOVIC R.B. (YU), S. Ass. M. Sc. JOVANOVIC J.D. (YU), Prof. Dr. Sc. DURKOVIC R. M. (YU), S. Ass. M. Sc. PAJKOVIC V. R. (YU) Analysis of Influence of Vehicle Characteristics on Reliability of Transmission Elements6
A.3.	Prof. Dr. Sc. CICHY M. (PL), Ph. D. M. Sc. KNEBA Z. (PL), Ph. D. M. Sc. MAKOWSKI (PL) Automotive Drive Systems Modeling by Means of Bond Graphs and State Equations9
A.4.	Prof. Dr. Sc. DURCOVIC R. M. (YU), S. Ass. M. Sc. PAJKOVIC V. R. (YU), Prof. Dr. Sc. BULATOVIC R. B. (YU), S. Ass. M. Sc. JOVANOVIC J. D. (YU) Selection, Allocation and Method of Providing Mobile Machines Transmission Reliability14
A.5.	B. S. E. E. JOVANOVIC S. J. (YU), Prof. Dr. Sc. PETROVIC T. B. (YU) Fuzzy Logic Control of a Vehicle Active Suspension System18
A.6.	B. S. E. E. JOVANOVIC S. J. (YU), M. S. E. E. RAVLIC M. D. (YU) Driver Simulation on the Dynamical Engine Test Bench22
A.7.	Ass. Prof. Dr. KOSEV K. (BG) Empirics of a Dynamic Indicator of Sport Automobiles25
A.8.	B. S. Mat. LALOVIĆ D. M. (YU), B. S. E. E. JOVANOVIC S. J. (YU) The Effects of Suspension System on the Stability of the Braking Vehicle28
A.9.	Ass. Prof. Dr. LAZAROV S. D. (BG), Chief-Ass. Dr. ANGELOV I. I. (BG) Hydrostatic Transmission of a Mine Locomotive with a Constant Power Regulator36
A.10.	Ass. Prof. Dr. LOZANOV D.V. (BG) A Scheme of s Mechanical-Hydrostatic Gear Box40
A.11.	Ass. Prof. Dr. Sc. MAHALEC I. (CR), Eng. GRANDIC B. (CR), Ass. Mag. Sc. BUKTENICA N. (CR) Sticking – a Success Promising Method in Bus Production42
A.12.	Ph. D. M. Sc. MACOWSKI S. (PL) Control Strategies of Automotive Hybrid Electric Drive47
A.13.	Ph. D. M. Sc. MAKOWSKI S. (PL), Ph. D. M. Sc. MIODUSZEWSKI P.(PL) Noise Inside a Cabin of Hybrid Vehicle52
A.14.	Prof. Dr. Sc. MICKOSKI S. I. (MAC), Ass. Prof. Dr. PAVLOV P.B. (MAC) Pressure Distribution of Drum Break of the Hard Load Vehicle55
A.15.	Ph. D. MILOVANOVIC M. (YU), Prof. STEFANOVIC M. (YU), Mr. Sc. BOGDANOVIC Z. (YU), Mr. Eng. RADISAVLJEVIC M. (YU) Application of the Plastic Materials to the Passenger Car Body in Order to Increase the Stiffness58

A.16.	Chief - Ass. Dr. NIKOLOV V. A. (BG), Chief - Ass. Dr. TODOROV S. P. (BG) Interfactory Motor Transport - Ordinary and Specialized in the Heavy Industry64
A.17.	Ph. D. OBRADOVIC D. (YU), Ph. D. MILOVANOVIC M. (YU), M. Sc. BOGDANOVIC G. (YU) Device for Simulation of Variable Adherence Coefficient between a Tire and Road Surface68
A.18.	S. Ass. Dr. Sc. PAVIC B. (CR), S. Ass. Dr. Sc. SUSMAK S. (CR), Prof. Dr. Sc. BUKLJAS Z. (CR) Vibrations on Spherical Joint in Vehicles72
A.19.	Prof. Dr. Sc. PETRIK A. A. (R), Ass. Prof. Dr. VOLCHENKO N.A (R), Prof. Dr. PURGAL P. Y. (PL), S. Teacher Dr. MASLYAK I. N. (UKR) Drum - Fabric Brake Friction Units Cooling by a Electrohydraulic and Electromagnetic Effect76
A.20.	Mr. Eng. RADISAVLJEVIC M. (YU), Ph. D. MILOVANOVIC M. (YU), Mr.Eng. STOJADINOVIC B. (YU) Vibro - Acoustic Comfort of the Passenger Vehicles79
A.21.	Ass. Prof. Dr. TASHEV A. I. (BG) Automobilization and Ecologization85
A.22.	Chief-Ass. Dr. TODORV S. P. (BG), Chief-Ass. Dr. NIKOLOV V. N. (BG) Repairs Technology and Routine Maintenance of the Interfactory Transport in MK DEBELT89
A.23.	Prof. Dr. Sc. UMNNYASHKIN V. A. (R), Prof. Dr. Sc. YAKIMOVICH B. A. (R), Dr. FILKIN N. M. (R) Theoretical Calculating and Experimental Research of Electromechanical Transmissions of Machines92
TI.	TRANSPORT INFRASTRUCTURE96
TI.1.	Prof. Dr. DAVCEV T. (MAC), Prof. Dr. KUZINOVSKI M. (MAC), Ass. Dr. DUKOSKI I. (MAC) Apriority Ranking of Factors, which Has Effect on Intensity of Charge of Technical Condition of Vehicles in Public Transportation Systems97
TI.2.	M. A. CHARNOTA A. (PL), Dr. Eng. SOLOWCZUK A. (PL) Temperature Distribution in Bituminous Road Pavement in Summer102
TI.3.	M. A. CHARNOTA A. (PL), Dr. Eng. SOLOWCZUK A. (PL) Effect of Summer Temperatures on Bituminous Road Pavements According to Road Shading Degree110
TI.4.	M. as. Dr. Eng. IVANOV A. I. (BG), M. as. Dr. Eng. PAVLOV P. D. (BG) On the Longitudinal Dynamics of Railway Wagon System119
TI.5.	MA. MAJER S. (PL) Dr. Eng. SOLOWCZUK A. (PL) Road Surface Degradation Reasons in Case of Bus Isles and Bus Stops122
TI.6.	Dr. Eng. SOLOWCZUK A. (PL) Influence of Hardened Road Shoulder Width on Road Traffic Speed129
TI.7.	Dr. Eng. SOLOWCZUK A. (PL) Classification of Roads Due to Road Geographical Directions and Road Shading137

TI.8.	Dr. Eng. SOLOWCZUK A. (PL) Evaluation of Economic Effects of Hardened Road Shoulder Widening145
TI.9.	Chief - Ass. Dr. TODOROV S. P. (BG) State and Development Prospects of the First Railway Line152
AC.	AIRCRAFTS156
AC.1.	Chief - Ass. Dr. ANDONOVA M. M. (BG) Evaluation of the Viability of Air - Construction Elements157
AC.2.	Chief - Ass. Dr. ANDONOVA M. M. (BG), Eng. GAYTANDJIEV I. (BG) Magnetic Particle Test of Transport Aircraft Chassis constructive elements160
AC.3.	Chief - Ass. Dr. ANDONOVA M. M. (BG), Eng. GAYTANDJIEV I. (BG) Eddy Current Checking Technology of Unit Elements for Engine CFM56-3 Fixing of the BOEING 737-500 Aircraft164
AC.4.	M. Eng. GUEORGUIEV K. K. (BG), Ass. Prof. Dr. PETROV S. A. (BG) Elaboration of a Program for Servicing of a Transport Aircraft168
AC.5.	Prof. Dr. Sc. HNATKO E. (CR), Prof. Dr. Sc. BAZIJANAC E. (CR), B. Sc. DOMITROVIC A. (CR) Frequency Analysis of Vibration in Light Aircrafts with Piston Engines172
AC.6.	Mr. Sc. STEPANIC J. (CR), Ass. Prof. Dr. Sc. GALOVIC B. (CR), B. Sc. FRANJKOVIC D. (CR) Mathematical Modelling of Synthetic Aperture Radar. Operation in Airplane Accidents Search and Rescue Missions178
AC.7.	Ass. Prof. Dr. TASHEV A. I. (BG), Lieut.-Colonel Dr. NACHEV A. (BG), Colonel KORITAREV G. H. (BG), Eng. STOYNOV N. S. (BG) Possibilities for a Control of the Ingoing Checking of the Air Fuels at their Entry in the Aircraft Works182
	PAPERS REPRESENTED AND ACCEPTED DURING THE CONFERENCE187
1.	Dr.Eng.GIGOV B.I. (BG). Dipl.Eng.MOLLOV Ja,J. (BG) Specific Features of the Design, Control and Possibilities of Automatic Hydromechanical Transmission K 175188
2.	Prof.Dr.Eng.DIMITROV J.N. (BG), Dr.Eng.GIGOV B.I. (BG), Dipl.Eng.MOLLOV Ja. J. (BG) Bench for Testing of a Hydromechanical Car Transmission193
3.	Assoc.Prof.HLEBARSKI D.A. (BG), Ass.Prof.Dr.KATSOV D.A. (BG) A method for kinematic Analysis of a Cambered Elastic Wheel, Rolling Along a Curvilinear Trajectory198
4.	Assoc.Prof.KUNTCHIEV L.P. (BG), Dipl.Eng. JANACHKOV G.M. (BG), Dipl.Eng.STOLAKI N. (GR) Modeling of the Smoothness of an Electrical Unit203

СТЕНД ЗА ИЗСЛЕДВАНЕ НА АВТОМАТИЧНА ХИДРОМЕХАНИЧНА ТРАНСМИСИЯ ЗА ЛЕКИ АВТОМОБИЛИ

Димитров Й.Н.	България	проф. д-р инж. , Технически университет - София
Гигов Б.И.	България	гл. ас. д-р инж. , Технически университет - София
Моллов Я.Й.	България	инж. , Технически университет – София

В доклада са описани конструкцията на стенд за изследване на автоматична хидромеханична трансмисия за леки автомобили, разработен на основата на стенд за изследване на хидрообемна трансмисия, измервателната апаратура, с която е оборудван стенда и възможностите на същия за изследване на различни характеристики на отделните елементи на изпитваната трансмисия.

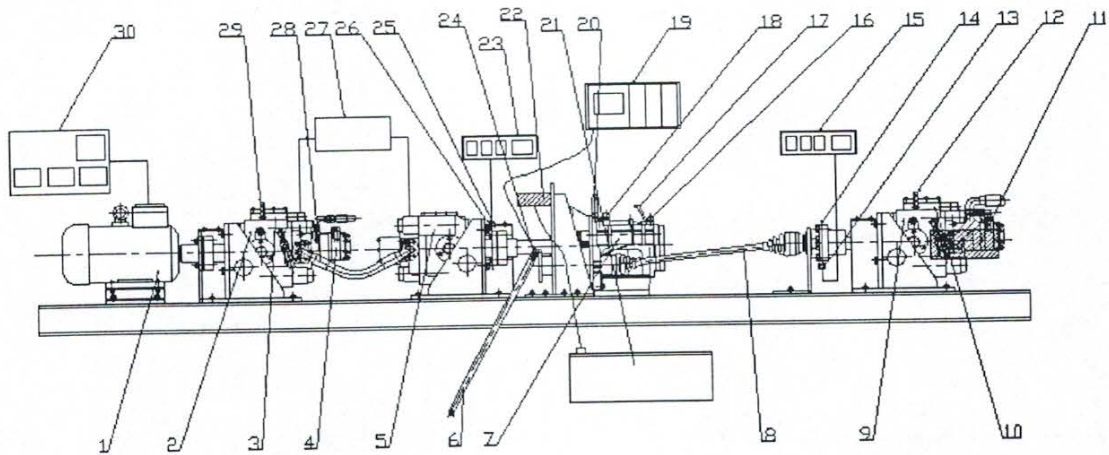
Автоматичните трансмисии придобиват все по-голямо значение за съвременните леки автомобили. Въпреки, че някои фирми производителки на автомобили предлагат все още автоматичната трансмисия не като серийно оборудване, а като специално желание на клиента, тенденциите в това отношение показват, че дялът на автомобилите с автоматични трансмисии расте. Предпоставките за това са не само удобството при управление на машината и повишения комфорт, а и много по-големите възможности на съвременната техника за автоматизиране на процесите и за следене на повече управляващи параметри, с което се компенсират известните недостатъци на тези трансмисии. Информацията, с която се разполага у нас за техническите им характеристики, принципно схеми на хидромеханичната част и автоматиката, методиките за изпитване, диагностика и ремонт е твърде оскъдна. Ето защо по наше мнение разработването на едно лабораторно съоръжение за изследване на такава трансмисия би се отразило твърде добре на повишения интерес към автоматичните трансмисии.

За целта в ТУ-София е разработен стенд на основата на съществуващ такъв за изследване на хидрообемна трансмисия (ХОТ) [1]. Това решение се оказва много удобно специално за автоматичните трансмисии (АТ), понеже възможността на ХОТ да променя безстепенно честотата на въртене на входа на АТ в широк диапазон може да се използва за изследване режимите на работа както на самата АТ, така и на системата за автоматично управление. Стенда позволява също така да се изменя безстепенно и натоварването на изхода на изпитваната АТ, чрез използване на хидрообемна спиралка.

На стенда е монтирана една типична съвременна четиристепенна конвенционална автоматична трансмисия за леки автомобили с предно задвижване, състояща се от комплексен блокируем хидротрансформатор (ХТ) и механична част 4+1, на базата на планетен механизъм тип "Ravigneaux" с два проходни вала, двустъпално цилиндрично главно предаване и диференциал [2]. За тази трансмисия е разработена специална стойка, лагерен възел и присъединителни фланци на входа и изхода, с което тя е оформена като отделен модул. По принцип стенда може

да се използва за изследване и на други типове трансмисии или възли от тях и е разработен на модулна основа.

На фиг. 1 е дадена общата компоновъчна схема на стенда. Той се състои от асинхронен електродвигател (1) с номинална честота на въртене 2950 min^{-1} и номинална мощност 12 kW, който задвижва хидрообемна трансмисия - аксиално-бутална регулируема помпа (2) и аксиално-бутален регулируем хидромотор (5). Трите машини се явяват задвижващият агрегат, който осигурява изменението на механичните параметри на входа на изпитваната автоматична хидромеханична трансмисия (7), чрез регулиране обема на помпата. То се осъществява чрез наклоняване на диска на помпата с помощта на следящия хидроусилвател (3) и лостчето (29), което е свързано с лостово-въжена система и червячен механизъм, необходими за по-фино нагласяване на режима на входа на АТ. Към основната помпа е куплирана захранващата зъбна помпа (4), която осигурява компенсирание на обемните загуби в затворения контур на хидрообемната трансмисия. Наличието на междуколесен диференциал и два полувала на изхода на АТ позволява да се присъедини натоварващото устройство (спиралката) към единия полувал (8), а другият да се отстрани и на негово място да се монтира чрез шлицева връзка специално разработеното тензометрично звено (6) за измерване на реактивния въртящ момент. По измерения момент се съди за въртящия момент на изхода. Това решение е удобно, понеже се опростява конструкцията на тензометричното звено и се избягва употребата на скъпо струващите токоснемащи пръстени или безконтактни измервателни дози за въртящ момент. Натоварването на изхода на изпитваната АТ се осъществява плавно чрез идентична (както помпата (2)) аксиално-бутална регулируема помпа (9). С помощта на хидроусилвателя (10) и лоста (12) се изменя работният обем на помпата и с това се регулира фино съпротивителния въртящ момент на полувала. Грубо регулиране на този момент се осъществява чрез регулируемия предпазен клапан (11), монтиран в работната магистрала на помпата (9), който създава съпротивление чрез дроселиране на маслото. Честотата на въртене на изхода се измерва чрез оптоелектронен преобразувател, състоящ се от оптронна двойка (13) и зъбно колело с 60 зъба (14) и цифров четиридекаден брояч (15). А въртящият момент се отчита като относителна деформация в $\mu\text{m/m}$ или в mst чрез тензометричен усилвател (19), който усилва преобразува сигналите от тензорезисторите (24), монтирани на звеното (6).



Фиг. 1. Компановъчна схема на стенда

При изпитването управлението на АТ се осъществява по два начина: ръчно или автоматично (при наличие на микропроцесорен блок за автоматично управление). На първия етап от експериментите се работи без микропроцесорния блок. С лоста (17) се установява желаното положение на разпределителя за избор на режима на движение. (Р, R, N, D, 2 или L). При ръчно превключване на предавките се използват положения R, N

и D. На положение D е възможно включване на всичките четири предавки на преден ход. Превключването на предавка в този случай се осъществява при неподвижен вал на хидромотора чрез подаване на захранване от автономен източник - акумулаторна батерия с напрежение 12 v (21) към съответните електромагнитни хидравлични клапани съгласно схемата дадена в таблица 1. Превключвателите са монтирани на пулт за управление (22)

Таблица 1: Схема на включване на управляващите клапани на изпитваната АТ

Режим	Предавка	Пред. число	DCCV (Бл. XT)	SCSV A	SCSV B	PCSV
R	Заден ход	2,176	X		X	
N	Неутрал				X	
D	Първа	2,846	X	X	X	X
D	Втора	1,581	X		X	
D	Трета	1,000	X			
D	Четвърта	0,685	X	X		

Измерването на входящата честота на въртене се осъществява чрез аналогични оптоелектронен преобразувател (25,26) и цифров брояч (23) на тези за измерване на изходящата честота на въртене

Температурният режим на изпитваната трансмисия се следи чрез термометъра (20), който измерва температурата на маслото в картера на трансмисията, а в контролните точки (16) и (18) се следят наляганята на захранващата зъбна помпа и на главната магистрала на хидравличната система.

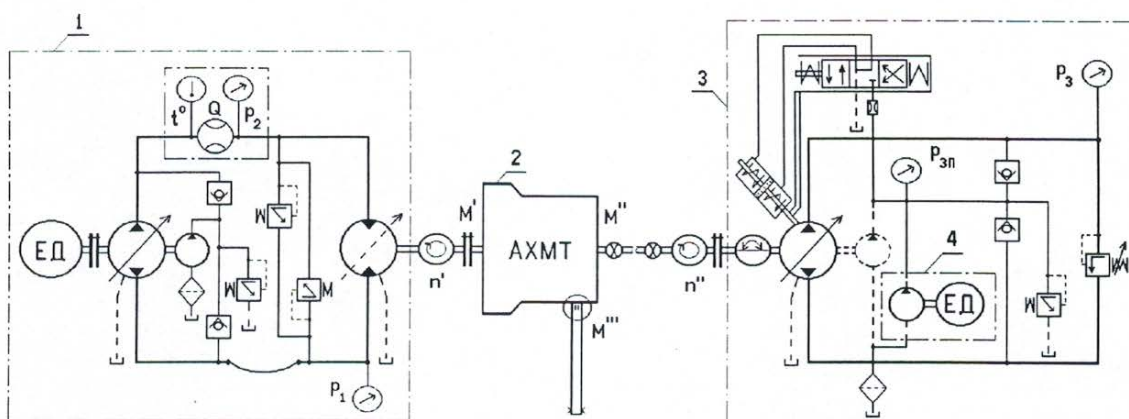
Температурният режим на ХОТ и налягането на входа на хидромотора се определят чрез комбинирания измервателен прибор (27), монтиран на една от работните магистрала (28) и служещ за измерване на дебит, температура и налягане. Дебитомера се включва само при изпитване на ХОТ. При изпитване на автоматичната хидромеханична трансмисия са от значение температурата на работния флуид, която трябва да се поддържа постоянна и работното налягане на хидромотора. По тях се изчислява въртящият момент на входа на изпитваната трансмисия. За тази цел са проведени предварително допълнителни изпитвания, при които е установена аналитичната

зависимост на въртящия момент от работното налягане, работния обем (който е константа) и от честотата на въртене при постоянна температура. Консумираната електрическа мощност и ток от електродвигателя се контролират от променливотоковия ватметър (30).

Използуваното натоварващо устройство (хидрообемната спирачка) в първия вариант на стенда притежаваше захранваща зъбна помпа, куплирана към основната аксиално-бутална помпа, идентична с помпата (4). Това се оказа един недостатък, тъй като не позволяваше изпитвания с много ниски изходящи честоти на въртене, при които зъбната помпа не осигурява необходимото налягане. Този недостатък частично бе преодолян чрез възприетото решение за блокиране на единия полувал на диференциала, при което се увеличава изходящата честота на въртене два пъти. Поради наличието на паразитно зъбно колело в главното предаване на изпитваната трансмисия [2], необходимо и за осигуряване на съответната посока на въртене при предно задвижване, се оказа, че хидрообемната спирачка в този вариант може да натоварва изпитваната трансмисия само при работа на заден ход.

За осигуряване работата на спирачката в двете посоки на въртене е използвана възможността за реверсиране на натоварващата аксиално-бутална помпа чрез наклоняване на диска в обратна посока и е отделена

захранващата зъбна помпа от основната помпа, а за задвижването ѝ е използван отделен електродвигател. Изменението в хидравличната схема на натоварващото устройство е показано на фиг. 2



Фиг. 2 Хидравлична схема на стенда и натоварващото устройство

1. Задвижващ агрегат ; 2.Изпитвана трансмисия ; 3. Натоварващо устройство ; 4. Зъбна помпа с отделно задвижване

както и за елиминирание на деформациите, породени от силите, действащи при опън-натиск или усукване. Мостът реагира единствено при деформации, породени от чисто огъване при това със сигнал $\epsilon_{изм} = 2\epsilon$ действ.

На входа на натоварващото устройство се монтира тензометричен вал с токоснемащо устройство, който не се използва при изпитване на автоматичната трансмисия, а при изследване триещия момент на диференциала. Тензометричното звено се свързва към тензометричен измервателен усилвател на носеща честота KWS 3005 (Hottinger) с клас на точност 0,1 %. Тарировката на усилвателя се извършва в статично положение с еталонни тежести, измерени с точност $\pm 5g$ и рамо с дължина $0,7 m \pm 2 mm$. Тензометричната греда е облепена с тензорезистори тип ЖТ-2 с параметри: $R=60 \Omega$, $L=6mm$, $K=1,93 \pm 1,5\%$, свързани в полумостова измерителна схема. Това свързване предоставя възможност за температурна компенсация,

Тарировъчния коефициент, който представлява отношението между подадения натоварващ тарировъчен сигнал и отчетения сигнал на регистриращия уред се определя чрез статистическа обработка на данните от отделните измервания. За тази цел са проведени по пет опита за всяко натоварване при десет степени на натоварване или общо 50 опита. Резултатите са дадени в таблица 2.

Таблица 2

ИЗМЕРЕНИ СТОЙНОСТИ ПРИ ТАРИРОВКАТА НА ТЕНЗОМЕТРИЧНАТА ГРЕДА								
№ ⁰	m	F	M _{ог}	Относителна деформация ϵ , μst				
	kg	N	Nm	1	2	3	4	5
1	1	9.810	6.867	87	89	86	89	86
2	1.92	18.835	13.185	160	162	159	164	161
3	2.5	24.525	17.168	216	212	215	210	211
4	2.83	27.762	19.434	250	249	250	252	251
5	3.79	37.180	26.026	326	322	323	320	321
6	4.73	46.401	32.481	405	401	404	400	407
7	5.02	49.246	34.472	437	439	440	435	440
8	7.545	74.016	51.812	652	650	655	649	653
9	10.07	98.787	69.151	840	843	841	842	839
10	12.57	123.312	86.318	1078	1074	1080	1075	1080

В таблица 3 са дадени изчислените стойности на тарировъчния коефициент за всяко измерване и следните статистически величини:

- средна стойност на тарировъчния коефициент

$$(1) \quad K_{\epsilon_{cp}} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n K_{\epsilon_i}$$

- средно квадратично отклонение на тарировъчния коэффициент

$$(2) \quad \sigma_{K_{\varepsilon}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (K_{\varepsilon_i} - K_{\varepsilon_{cp}})^2}{n-1}}$$

- средна грешка

$$(3) \quad \sigma_{K_{\varepsilon_{cp}}} = \frac{\sigma_{K_{\varepsilon}}}{\sqrt{n}}$$

При ниво на значимост $\alpha=0.01$ (доверителна вероятност $P_d=0.99$) и брой на степените на свобода $v=49$ се отчита табличната стойност на разпределението на Стюдънт (коэффициента на доверителна вероятност) $t_T(\alpha=0.01, v=49)=2.68$. Тарировъчния коэффициент се уточнява съгласно зависимостта:

$$(4) \quad K_{\varepsilon} = K_{\varepsilon_{cp}} \pm t_T \cdot \sigma_{K_{\varepsilon_{cp}}}$$

Процентната грешка се определя от:

$$\delta, \% = \frac{t_T \cdot \sigma_{K_{\varepsilon_{cp}}} \cdot 100}{K_{\varepsilon_{cp}}}$$

Сумарната средна квадратична грешка е определена от точността на:

- дължина на рамото - 0.286 %

- тегло на тежестите - 0.369 %
- измервателния уред - 0.1 %
- цифров волтметър - 0.05 %
- процентна грешка - 0.726 %

Общата грешка се определя от:

$$(6) \quad \delta_{\Sigma} = \sqrt{0,286^2 + 0,369^2 + 0,1^2 + 0,05^2 + 0,726^2} \approx 0,87\%$$

Окончателно за тарировъчния коэффициент е приета стойността 0.08 Nm/μst.

Използваната измервателна апаратура за измерване на останалите параметри е описана подробно в [1].

Конструиран и реализиран на практика сенд, дава възможност за изследване на следните елементи на автоматичната хидромеханична трансмисия и техни характеристики:

1. Изследване на коэффициента на полезно действие η общо и по отделно на главно предаване и диференциал и механична част на предавателната кутия на отделните предавки при блокиран хидротрансформатор, като функции на предавания въртящ момент, честотата на въртене и температурата на маслото. $\eta=f(M''')$; $h=f(n')$; $h=f(T_M)$

2. Изследване на характеристиките на хидротрансформатора при различните честоти на въртене на входа n' и увеличаване на натоварването M''' , което определя различно кинематично отношение i_{XT}

$$(7) \quad i_{XT} = \frac{n_T}{n_n} = \frac{n'' \cdot i_{rп}}{2 \cdot n'} = \frac{2 \cdot n''}{n'}$$

тъй като $i_{rп} = 4$

Таблица 3

СТАТИСТИЧЕСКИ ВЕЛИЧИНИ ПРИ ОПРЕДЕЛЯНЕ НА ТАРИРОВЪЧНИЯ КОЕФИЦИЕНТ								
N ^o	Тарировъчен коэффициент K_{ε} , Nm/μst					$t_T(0.01;49)$	$\delta, \%$	$t_T \sigma_{K_{\varepsilon_{cp}}}$
	1	2	3	4	5			
1	0.07893	0.07716	0.07985	0.07716	0.07985			
2	0.08240	0.08139	0.08292	0.08039	0.08189			
3	0.07948	0.08098	0.07985	0.08175	0.08136			
4	0.07773	0.07805	0.07773	0.07712	0.07742			
5	0.07983	0.08083	0.08058	0.08133	0.08108			
6	0.08020	0.08100	0.08040	0.08120	0.07981			
7	0.07888	0.07852	0.07835	0.07925	0.07835			
8	0.07947	0.07971	0.07910	0.07983	0.07934			
9	0.08232	0.08203	0.08222	0.08213	0.08242			
10	0.08007	0.08037	0.07992	0.08030	0.07992			
$K_{\varepsilon_{cp}}$	Σ от кв.	$\sigma_{K_{\varepsilon}}$	$\sigma_{K_{\varepsilon_{cp}}}$	n	$t_T(0.01;49)$	$\delta, \%$	$t_T \sigma_{K_{\varepsilon_{cp}}}$	
0.0800436	0.0001153	0.0015337	0.0002169	50	2.679953	0.726191	0.000581	
$K_{\varepsilon} = 0.0800436 \pm 0.000581 \text{ Nm/}\mu\text{st}$								

при включена директна предавка в предавателната кутия, включващи:

- преобразуващи свойства - коэффициент на трансформация като функция на кинематичното предавателно отношение $K_{XT}=f(i_{XT})$.

- натоварващи свойства - коэффициента на момента на помпено колело на хидротрансформатора λ или

произведението $\lambda \cdot \rho \cdot D_a^5$ (тъй като не се знаят точно плътността на маслото ρ и активният диаметър на лопатъчните колела) също като функция на $i_{ХТ}$ -

$\lambda \cdot \rho \cdot D_a^5 = f(i_{ХТ})$, като се използва зависимостта

$$(8) \quad M^1 = \lambda \cdot \rho \cdot D_a^5 \cdot n^1 2$$

- коефициент на полезно действие на хидротрансформатора $\eta_{ХТ} = f(i_{ХТ})$
- изследване на превключването на хидротрансформатора в режим на съединител (кинематичното отношение i_c , при което освобождава муфата за свободен ход на реактора) като функция на честотата на въртене на помпата $i_c = f(n^1)$ при параметър M^1 .

- изпитване на "стоп-режим" на хидротрансформатора и фрикционните елементи на планетния механизъм при блокиране на изходящия вал - определяне на коефициента на трансформация на "стоп-режим" k_0 като функция на честотата на въртене на помпата $k_0 = f(n^1)$

3. Изследване на характеристиките на системата за автоматично управление:

- определяне на моментите на превключване в зависимост от входящия въртящ момент M^1 и изходящата честота на въртене n^1 (натоварването и скоростта на движение)

- изследване на режимите на работа на хидравличната система на автоматиката - налягането на маслото в главната маслена магистрала на системата като функция на входящия въртящ момент M^1 , честотата на въртене на изхода n^1 и включената предавка $p_M = f(M^1, n^1)$.
- диагностика на хидравличната система чрез измерване на наляганията в характерни точки и др.

В заключение трябва да се отбележи също така и възможността за използване на разработеното лабораторно съоръжение за изследване и на други елементи и възли от трансмисиите на автомобилите, тракторите и карите или други типове автоматични трансмисии чрез оборудване с подходяща измервателна апаратура, поради възприетия модулент принцип на конструкцията. Стенда намира приложение за сега основно в учебния процес, но би могъл да се използва и за други, научно-изследователски и конструкторски цели.

Литература

1. Димитров Й и др., Стенд за изследване на хидрообемна трансмисия, Селскостопанска техника, бр.6-7/1993г
2. Гигов Б. , Моллов Я, Конструктивни особености , управление и възможности на автоматичната хидромеханична трансмисия К175, Международна научна конференция "Motauto", 18-20 Октомври 2000г