

TESTING OF TWO-STREAM VOLUMETRIC HYDROMECHANICAL GEAR IN LABORATORY

Rosen RUSANOV

Department of Internal Combustion Engines, Automobiles and Transport, Technical University of Sofia - Bulgaria
rosen1212@abv.bg

Boyko GIGOV

Department of Internal Combustion Engines, Automobiles and Transport, Technical University of Sofia - Bulgaria
bgigov@tu-sofia.bg

Abstract:

The paper presents a methodology for tests and experimental data collected from the test bench in the laboratory of two-stream volumetric hydromechanical gear with purpose use in powertrain traction, transport or specialized mobile machine.

Keywords: *two-stream, hydromechanical gear, hydrostatic transmission, efficiency, power, kinematic range of gear ratio.*

1. Introduction

Two-stream test hydrostatic-mechanical transmission - OHMP, which is shown in Fig. 1 is used for gearbox of transportation and special machines with wheels or caterpillar tracks (in the latter it is possible to perform the function of heave mechanism).

The purpose of the test is to determine the suitability of this type of gear for use in the said use, through real experimental data from laboratory testing of the gear, when it is not mounted on a mobile machine.

As a species transmission OHMP is a source of losses of the transmitted power and energy. Their determination represents the greatest interest because they directly affect the overall efficiency, which is crucial for fitness of the gear in any power transmission. In consideration OHMP arises following types of losses:

- *Power* - mechanical friction of gear - gear pairs friction in sliding and roller bearing assemblies, gaskets, splattering of the oil in the crankcase and oil supply system for the hydraulic part of OHMP, friction in the pumping of the hydraulic branch supports the plunger of hydrostatic machines;
- *Hydraulic* - losses by passing the working fluid in the hydraulic fittings - valves, piping, coolers, filters.
- *Kinematic* - typical for the hydraulic branch of OHMP. Resulting in the loss of speed, due to leakage in the pump elements of the hydrostatic machines, so called volumetric losses.



Fig.1 - General view of OHMP

2. Scheme of the test bench for experimental research on OHMP.

The scheme of the stand, shown in Fig. 2. [2] covers also other types of gears in order universality its application. For each test in its method is envisaged calculation of an approximation of the values, that can not be directly measured. In this case the object of research is OHMP, marked as two-stream module of the scheme. The methodology consists of the submission of constant power, constant torque - Fig. 3. (M_{IN}) and constant angular velocity at the input of OHMP. This simulates the work of the internal combustion engine with maximum power in one working point of multiparameter characteristic with a constant angular velocity and torque. The objective is to determine the parameters of the output power of

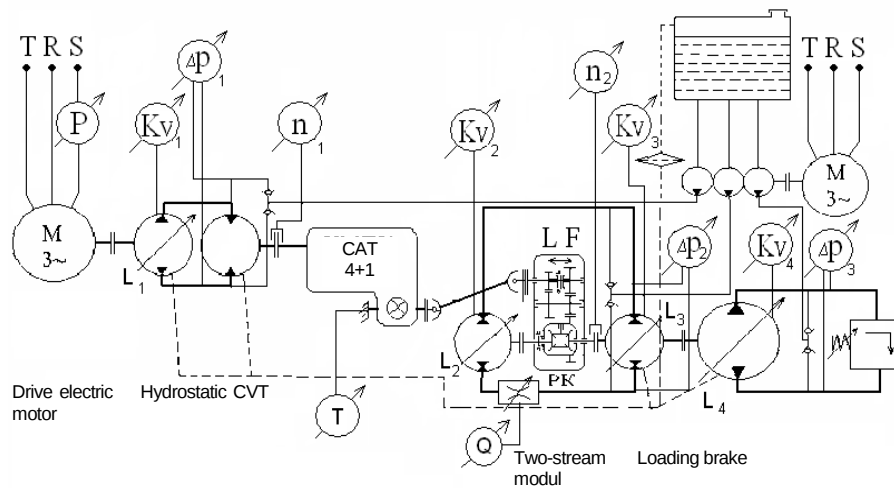


Fig. 2 - Kinematic scheme of the test bench

OHMP ($M_{OUT} = f(n_2)$ - Fig. 3.), to assess its performance in terms of efficiency, as well as the realized variation range of the force ratio and kinematic ratio at minimum allowable value of the efficiency (Fig. 4.). The essence of the method consists in the construction of the traction characteristic of the output shaft on the OHMP, when submitting the constant power, with constant parameters at the input of the OHMP. The variable gear ratio is provided by changing the working volumes of the hydrostatic machines, through the levers L_2 и L_3 . In the case both machines are adjustable with manual control of the volumes.

3. The measured values (Table 1)

P , [W]- active power, consumed of the three phases of the drive electric motor. It is assumed, that the electric load in the windings is symmetrical and is measured with wattmeter for active power; $Kv_{1,2,3}$ and 4, [V] - angular position of the control levers of the adjustable hydrostatic machines - $L_{1,2,3}$ и 4, measured by potentiometer for rotation within a range of 0 to 270 degrees with a linear characteristic. The indices signify: 1 - for the pump of the drive hydrostatic transmission, 2 - for the hydrostatic machine from OHMP, working in pumping mode, 3 - for the hydrostatic machine from OHMP, working in motor mode and 4 - for hydrostatic brake; n_1 , [min^{-1}] – the rotational speed of the output shaft from the drive hydrostatic transmission. The rotational speed of the input shaft of the two-stream module is determined by calculating, because is provided hard link in the kinematic diagram of a hydromechanical conventional automatic transmission (CAT) by blocking the torque converter. The converters for speed are made of optron elements, operating with infrared rays; n_2 , [min^{-1}] – the rotational speed of the output shaft of the two-stream module, which, according to the scheme of the stand, coincides with that of the loading hydrostatic brake; T ,

[V] – the torque, acting on the stationary planetary wheel from differential of the hydromechanical transmission. The torque of the input shaft in two-stream module is calculated by considering the friction in the differential mechanism. The measurement is through calibrated load cells, included in semi bridge; Δp_2 , [V] – the pressure of the working fluid in the working hydraulic oil line of the investigated OHMP. The working differential pressure is defined as the difference between the pressure of the high-pressure hydraulic oil line and the connecting hydraulic oil line. The pressure in the high-pressure hydraulic oil line is reported with electrical converter type PSPR with accuracy class 0.5% and supply voltage of 10 to 30V DC. The output voltage is proportional to the measured pressure and it changes in the range of 0 to 10V; Δp_1 – the pressure of the working fluid in the working hydraulic oil lines of the drive hydrostatic transmission. It is calculated as the difference between the pressure of the high-pressure oil line and the connecting oil line. It is measured by mechanical gauges; Δp_3 - the pressure of the working fluid in the working oil lines of the loading brake. It is calculated as the difference between the pressure of the high-pressure hydraulic oil line and the connecting hydraulic oil line the hydrostatic brake. It is measured by mechanical pressure gauge. In the determination of Δp_1 , Δp_2 and Δp_3 it is assumed that the pressure in the connecting conduit with low pressure is equal to the supply pressure of the respective circles; Q , [l/min] – the flow of the working fluid in the working oil line of the hydrostatic machines from OHMP; t , [C] – temperature of the working fluid in OHMP – A note should be of constancy in the value, since the presence of a dynamic process is associated with an increase in the force losses.

4. The calculated values (Table 1)

The relative working volume of the hydrostatic

machines:

$$K_V = V_c / V_{max},$$

where V_c is the current working volume, and V_{max} – the maximum working volume. For this purpose is used the constant of the converter for angular displacement – C_{Kv} , [V^{-1}] of the corresponding hydrostatic machine (indices 1 to 4) – the graphic dependences of K_{v3} and K_{v4} and the total efficiency as a function of the rpm speed of the output shaft are shown in Fig. 5. [1];

Differential pressure between the high-pressure oil line and the connecting oil line of the corresponding hydrostatic transmissions indexed with 1, 2, 3 and 4:

$$\Delta p = p_2 - p_1, \times 10^5 \text{ [Pa]}$$

Are used constants with dimensionality Pa/V or PA/Int;

$M_{IN,OHMP}$, [Nm] – the input torque in OHMP – from the measured magnitude T and the constant C_T , [Nm/V];

M_1 , [Nm] – the input torque in OHMP after the intermediate gear drive

$$M_1 = T \cdot C_T \cdot i_{ID} \cdot \eta_{ID} \text{ [Nm]},$$

where C_T is the constant of the load cell amplifier, i_{ID} – gear ratio of the intermediate gear drive, η_{ID} is the efficiency of the intermediate gear drive;

M_{OHMP} , [Nm] – the value of the torque, which is transmitted via the hydraulic branch of OHMP on the output of the hydraulic motor (index 3):

$$M_{OHMP} = M_1 \cdot K_{v3} \cdot \eta_{HM} / 2 \cdot K_{v2} \pm 0,05 \cdot M_1 / 2 \text{ [Nm]}$$

η_{HM} – hydromechanically efficiency of hydrostatic machines from OHMP; “2” is the gear ratio of the differential mechanism at the input of the OHMP, in the present case symmetrical; the sign “ $\pm$ ” takes into account the direction of the friction torque in the differential mechanism at the work of OHMP as retardant or overdrive; “0.05” – blockage coefficient of the differential mechanism;

The graphs of Δp_{OHMP} (in the present case $\Delta p_{OHMP} = \Delta p_2 = p_4 - p_3$) (from Fig. 2) and the total efficiency as a function of the rpm speed of the output shaft are shown in Fig. 6;

M_{BR} , [Nm] – the output torque from OHMP – coincides with the torque from the loading unit (brake) – adjustable hydrostatic machine, that works as a pump, unloaded with choke at constant pressure 5 MPa (Δp_3)

$$M_{BR} = K_{v4} \cdot V_{max} \cdot \Delta p_3 / 2\pi \text{ [Nm]};$$

$n_{IN,OHMP}$ [min^{-1}] – the rpm speed of the input shaft of the OHMP after the intermediate gear drive:

$$n_{IN,OHMP} = n_1 / u_{DM} \cdot u_{GB} \cdot u_A \cdot u_{ID} \text{ [min}^{-1}\text{]},$$

where u_{DM} is gear ratio of the differential mechanism

of the OHMP, u_{GB} – the gear ratio of the gearbox from hydromechanical conventional automatic transmission (CAT); u_{AD} – the gear ratio of the axis drive from hydromechanical CAT; u_{ID} – the gear ratio of the intermediate gear drive before the OHNP;

i_F is the force gear ratio:

$$i_F = M_{BR} / M_1$$

i_K is kinematics gear ratio:

$$i_K = n_2 / n_{IN},$$

η is efficiency of the test gear:

$$\eta = i_F \cdot i_K = M_{BR} \cdot n_2 / M_1 \cdot n_{IN}$$

η characterizes all losses of the OHMP and is the primary objective of the test.

Conclusions

Is investigated two-stream hydromechanical transmission, which consists of differential mechanism for separating of the streams and two identical adjustable reversible axial piston hydrostatic machines in the hydraulic branch. The survey was conducted in laboratory conditions on a test bench, according to a pre-developed methodology. The methodology allows experiment with different modes of operation on hydraulic machinery, specified by altering their working volumes.

To evaluate the transforming properties of the transmission are shown the results for a particular case – curve from a family characteristics with the highest value of M_{IN} , defined by the installed capacity of the test bench with a view to maximum use of the power capacity of the installed hydrostatic machines and mechanical assemblies and achieving real value of efficiency. They were obtained at constant parameters of the input and using the opportunity to regulate in both hydrostatic machines. The drive unit also has the ability to continuously change the input parameters of the test transmission. So are simulated partial regimes of the diesel engine and can be built outgoing family characteristics.

At the chosen operating mode of the transmission is obtained real stepless torque variation in range the order of 5 at overall efficiency not lower than 0.75, which not could only be achieved with the hydraulic part. In this case for special tractive machine will need additional range gearbox.

Can be assayed and the possibility of increasing the continuously variable range by using the reversibility of the hydrostatic machines.

The obtained results show the ratio between the torques, respectively the power flows in the different parts of the transmission, of which depends also the change of the overall efficiency.

Table 1: The measured and calculated values

$P_{1ph}=3.33kW$; $M_{DRIVE} = 31.9Nm$; $t=70\text{ }^{\circ}C$; $\Delta p_3=5MPa$; $n_1= 1300\text{ min}^{-1}$; $Kv_{HST} = 0.85$; $p_1=1,36MPa$; $p_2\text{ (OHMP, 3T)}=1.5\text{ MPa}$; $p_2(3T)=1.7\text{ Mpa}$; $p_3(BR)=6.4\text{ Mpa}$; $\Delta p_1=2.6\text{ MPa}$; $M_1= 97.6\text{ Nm}$; $n_{1IN\text{ OHMP}} = 727\text{ min}^{-1}$; $P_{1OHMP} = 7.43kW$; $n_{1IN,OHMP} = 727\text{ min}^{-1}$														
measured values					calculated values									
Kv_1	p_{2OHMP}	n_2	Kv_4	p_2	Kv_2	Kv_3	Kv_4	Δp_2	M_{OHMP}	M_{BR}	P_{BR}	i_F	i_K	η
V		min^{-1}	V	$\times 10^5, \text{ Pa}$	-			$\times 10^5, \text{ Pa}$	Nm	Nm	kW	-		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
1.10	3.63	0	1.25	181	0	1.00	0.55	164	354	405	1.66	4.151	0.054	0.223
1.11	3.49	33	1.24	175	0.05	1.00	0.54	158	341	392	2.63	4.018	0.088	0.354
1.12	3.36	67	1.23	168	0.1	1.00	0.52	151	328	379	4.87	3.884	0.169	0.656
1.13	3.23	100	1.22	161	0.15	1.00	0.46	144	282	333	6.16	3.417	0.243	0.830
1.14	3.09	134	1.21	155	0.2	1.00	0.36	138	212	264	6.24	2.700	0.311	0.840
1.15	2.96	167	1.2	148	0.25	1.00	0.30	131	170	222	6.32	2.270	0.375	0.850
1.16	2.82	201	1.19	141	0.3	1.00	0.26	124	142	194	6.38	1.983	0.433	0.859
1.17	2.69	234	1.18	135	0.35	1.00	0.24	118	122	174	6.44	1.779	0.488	0.868
1.18	2.56	268	1.17	128	0.4	1.00	0.22	111	107	159	6.50	1.625	0.539	0.875
1.19	2.42	301	1.16	121	0.45	1.00	0.20	104	96	147	6.56	1.506	0.586	0.883
1.20	2.29	335	1.15	115	0.5	1.00	0.19	98	86	138	6.61	1.410	0.631	0.890
1.21	2.16	368	1.14	108	0.55	1.00	0.18	91	79	130	6.66	1.332	0.673	0.896
1.22	2.02	410	1.13	101	0.6	1.00	0.17	84	72	124	6.79	1.267	0.722	0.914
1.23	1.89	445	1.12	94	0.65	1.00	0.16	77	67	118	6.83	1.212	0.759	0.920
1.24	1.76	479	1.11	88	0.7	1.00	0.16	71	62	114	6.87	1.164	0.794	0.925
1.25	1.62	513	1.1	81	0.75	1.00	0.15	64	58	110	6.90	1.123	0.827	0.929
1.26	1.49	547	1.09	74	0.8	1.00	0.14	57	55	106	6.94	1.088	0.859	0.934
1.27	1.36	581	1.08	68	0.85	1.00	0.14	51	52	103	6.97	1.056	0.889	0.938
1.28	1.22	615	1.07	61	0.9	1.00	0.14	44	49	100	7.00	1.028	0.917	0.943
1.29	1.09	650	1.06	54	0.95	1.00	0.13	37	47	98	7.03	1.003	0.944	0.946
1.30	0.95	698	1.05	48	1	1.00	0.13	31	44	93	6.95	0.955	0.980	0.936
1.30	0.95	747	1.04	48	1	0.93	0.11	31	34	81	6.23	0.827	1.014	0.838
1.30	0.95	804	1.03	48	1	0.87	0.11	31	34	80	6.42	0.823	1.051	0.865
1.30	0.95	870	1.02	48	1	0.80	0.11	31	31	78	6.44	0.795	1.090	0.866
1.30	0.95	948	1.01	48	1	0.74	0.10	31	28	75	6.45	0.766	1.132	0.868
1.30	0.95	1042	1	48	1	0.67	0.10	31	26	72	6.46	0.738	1.178	0.870

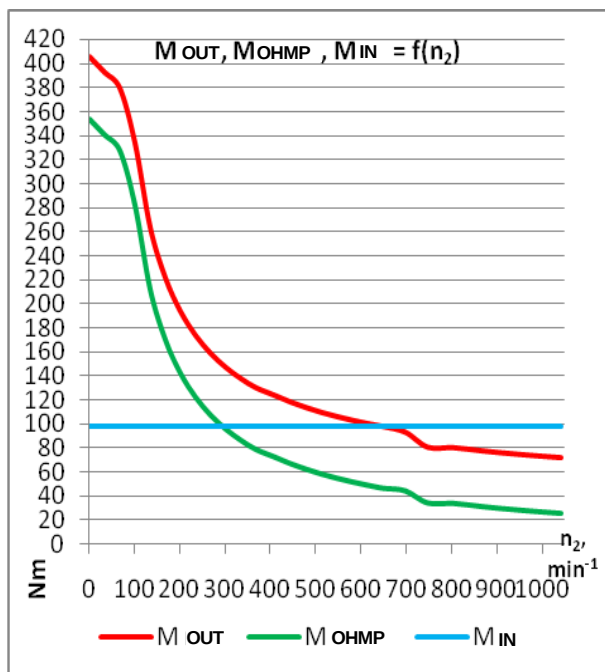


Fig. 3 - Graphs of change of the force flows depending on rpm speed of the output shaft (n_2); M_{OUT} - the torque of the output shaft; M_{IN} - torque of the input shaft the OHMP, M_{OHMP} - the torque at the output of the hydrostatic part of the OHMP (from hydraulic motor)

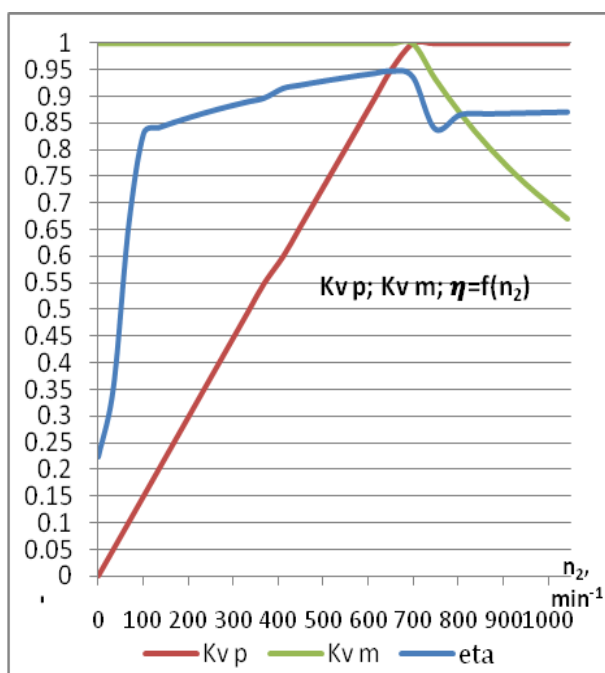


Fig. 5 - Graphs of change of the relative working volumes of the hydrostatic machines from OHMP and of the overall efficiency (η) of the transmission (index "p" pump for Kv_2 ; index "m" hydraulic motor for Kv_3) depending on rpm speed of the output shaft (n_2).

Bibliography:

- [1] Drive line engineering, Giles, Hancock, Proc Instn Mech Engrs 1969-70 Vol 184 Pt 311,
- [2] Модул за изследване на двупоточна хидромеханична предавка, Гигов Б.; Русанов Р. trans&MOTAUTO 2007

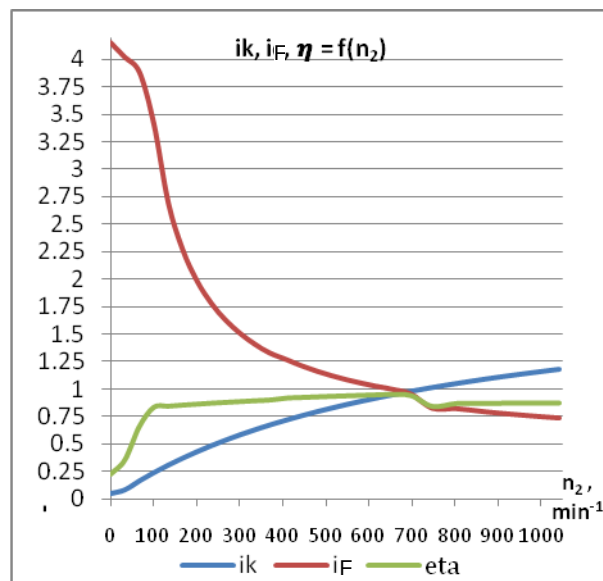


Fig. 4 - Graphs of change of the force ratio i_F ; kinematics ratio i_k and of the overall efficiency (η) of the OHMP depending on rpm speed of the output shaft (n_2).

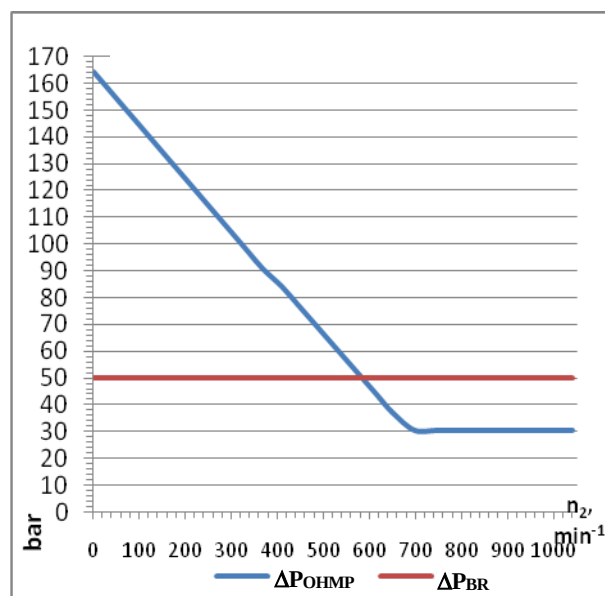


Fig. 6 - Graphs of change in the differential pressures between the working hydraulic oil lines of hydrostatic machines from OHMP – designation ΔP_{OHMP} and of the loading brake – designation ΔP_{BR} depending on rpm speed of the output shaft (n_2).



Technical University of Sofia Faculty of Transport



SCIENTIFIC CONFERENCE
on Aeronautics, Automotive and
Railway Engineering and
Technologies

BulTrans-2016 PROCEEDINGS

Sponsored by:



September 14-16, 2016
Sozopol, Bulgaria

SCIENTIFIC COMMITTEE:

Chairman:

Prof. G. Mihov, Rector, TU Sofia, Bulgaria

Members:

Prof. A. Ams, TU- Freiberg, Germany
Prof. A. Dimitrov, TU- Varna, Bulgaria
Prof. B. Belnikolovski, TU-Sofia, Bulgaria
Prof. V. Zhivkov, TU-Sofia, Bulgaria
Prof. G. Kolarov, Hamburg University, Germany
Prof. G. Simic, Belgrade University, Serbia
Prof. D. Katsov, TU-Sofia, Branch Plovdiv, Bulgaria
Prof. D. Stoyanov, TU-Sofia, Bulgaria
Prof. D. Stamenković, University of Niš
Prof. E. Bratschitsch, University of Graz, Austria
Prof. G. Descombes, CNAM, France
Prof. I. Kralov, TU-Sofia, Bulgaria
Prof. I. Danilov, SSTU, Saratov, Russia
Prof. J. Majerčák, University of Žilina, Slovakia
Prof. K. Vesselinov, TU-Sofia, Bulgaria
Prof. K. Rotaru, Air Force Academy, Romania
Prof. M. Sitarz, SUT-Katoviče, Poland
Prof. M. Svitek, TU-Prague, Czech Republic
Prof. N. Nenov, TU-Sofia, Bulgaria
Prof. P. Getsov, BAS, Bulgaria
Prof. P. Dimitrov, TU-Sofia, Bulgaria
Prof. R. Rusev, University of Rouse, Bulgaria
Prof. F. Massouh, Arts et Metiers ParisTech, France
Prof. H-H. Krause, UAS, Merseburg, Germany
Prof. S. Medvedsky, University of Žilina, Slovakia

ORGANIZING COMMITTEE:

Chairman:

Assoc. Prof. B. Gegov, PhD, Dean, TU-Sofia, Bulgaria

Vice-Chairman:

Assoc. Prof. N. Nikolov, PhD

Editorial Board:

Prof. T. Evtimov, PhD
Prof. V. Stoilov, PhD
Prof. L. Kunchev, PhD
Assoc. Prof. V. Iliev, PhD
Assoc. Prof. V. Tsonev, PhD
Assoc. Prof. E. Dimitrov, PhD
Assoc. Prof. K. Velkov, PhD
Assoc. Prof. M. Todorov, PhD
Assoc. Prof. O. Krastev, PhD
Assoc. Prof. P. Sinapov, PhD
Assoc. Prof. Ts. Stoyanov, PhD

Secretariat:

Eng. Karina Kalagireva, MSc
Assist. Prof. N. Pavlov, PhD
Assist. Prof. P. Punov, PhD
Assist. Prof. Ph. Michaylov

ПРОГРАМЕН КОМИТЕТ:

Председател:

проф. Георги Михов, Ректор на ТУ-София

Членове:

проф. Алфонс Амс, ТУ-Фрайберг, Германия
проф. Ангел Димитров, ТУ-Варна
проф. Борис Белниколовски, ТУ-София
чл. кор. проф. Венелин Живков, ТУ-София
проф. Георги Коларов, UAS-Хамбург, Германия
проф. Горан Симич, Университет Белград
проф. Димитър Кацов, ТУ-филиал Пловдив
проф. Димитър Стоянов, ТУ-София
проф. Душан Стаменкович, Университет в Ниш
проф. Емилия Брачич, UAS-Грац, Австрия
проф. Жорж Декомб, CNAM, Франция
проф. Иван Кралов, ТУ-София
проф. Игор Данилов, СГТУ, Саратов, Русия
проф. Йозеф Майерчак, UŽ-Жилина, Словакия
проф. Камен Веселинов, ТУ-София
проф. Константин Ротару, Академия на ВВС, Румъния
проф. Марек Ситарж, SUT-Катовице, Полша
проф. Мирослав Свитек, ТУ-Прага, Чехия
проф. Ненчо Ненов, ТУ-София
проф. Петър Гецов, ИКИ, БАН
проф. Петър Димитров, ТУ-София
проф. Руси Русев, РУ-Русе
проф. Фауаз Масы, Arts et Metiers ParisTech, Франция
проф. Х.-Х. Краузе, UAS-Мерзебург, Германия
проф. Щефан Медведски, UŽ-Жилина, Словакия

ОРГАНИЗАЦИОНЕН КОМИТЕТ:

Председател:

доц. д-р инж. Бойко Гигов, Декан, ТУ-София

Зам.-председател:

доц. д-р инж. Николай Николов

Редакционна колегия:

проф. д-р инж. Теодоси Евтимов
проф. д-р инж. Валери Стоилов
проф. д-р инж. Лило Кунчев
доц. д-р инж. Валентин Илиев
доц. д-р инж. Веселин Цонев
доц. д-р инж. Евгени Димитров
доц. д-р инж. Кирил Велков
доц. д-р инж. Михаил Тодоров
доц. д-р инж. Олег Кръстев
доц. д-р инж. Петко Синапов
доц. д-р инж. Цветан Стоянов

Научни секретари:

маг. инж. Карина Калагирева
гл. ас. д-р инж. Николай Павлов
гл. ас. д-р инж. Пламен Пунов
ас. инж. Филип Михайлов

ТЕХНИЧЕСКИ УНИВЕРСИТЕТ СОФИЯ

ФАКУЛТЕТ ПО ТРАНСПОРТА



**НАУЧНА КОНФЕРЕНЦИЯ
С МЕЖДУНАРОДНО УЧАСТИЕ
по авиационна, автомобилна и
железопътна техника и технологии**

БулТранс-2016

посветена на 150 години
железопътен транспорт в България

СБОРНИК ДОКЛАДИ

14 -16 Септември 2016 г.
Морска почивна станция "Лазур" в гр. Созопол

© Издателство на Техническия университет – София
© Technical University Academic Publishing House

Редактор: Н. Николов
Editor: N. Nikolov

Докладите в този сборник са публикувани след рецензиране от
специалисти в съответната област.

The papers in this Proceedings are published after being reviewed by
experts in the respective field.

ISSN 1313-955X

СЪДЪРЖАНИЕ / CONTENTS

Пленарна сесия Plenary session

В. Василев , 150 години от пускането в експлоатация на първата железопътна линия на България Русе - Варна V. Vasilev , 150th Anniversary of the Commissioning of the First Railway Line in Bulgaria, Ruse - Varna	9
--	---

Секция: **Авиационна техника и технологии** Section: **Aeronautics**

М. Petkova , Probabilistic Characteristics of Volcanic Ash and the Impact on Bulgarian Airspace	14
Г. Маклаков , Възможности за прилагане на ГРВ-биоелектрографията за оценяване и прогнозиране на психо-физиологичното състояние на работещите в транспорта G. Maklakov , The Possibility of Applying of GRV-Bioelectrography for Assessment and for Prediction of Psychophysiological Condition of Transport Workers	19
Г. Маклаков и П. Гецов , ГРВ-технологията като принцип за изследване на изменени състояния на съзнанието при професионалната дейност на авиационния персонал G. Maklakov and P. Getzov , GRV-Technology as Principle for the Study of Altered States of Consciousness of Aviation Specialists.....	24
P. Roglev , Joined-Wing Aerodynamic Optimization under Uncertainty	28
C. Rotaru , Simplified Mathematical Model for Airplane Yaw Stability Analysis	32
Пл. Петров и Ив. Димитров , Изследване на решенията на конфликти във въздушното движение P. Petrov and I. Dimitrov , Research on the Conflict Solutions in Air Traffic	36
М. Zhelyazov , Criterion for Adaptation of the Antenna Systems with Spatial-Temporal Treatment of the Reflected Signals	40
М. Zhelyazov , Variation of Algorithm for Measuring Spatial Coordinates of Flying Object according to Information from One Stationary Radar Complex	43
Б. Тодоров, Ст. Пенчев и Д. Сейзински , Експериментално изследване на модели на мини безпилотни самолети в аеродинамична тръба B. Todorov, S. Penchev and D. Seyzinski , Experimental Study of Models of Mini UAVs in Wind Tunnel.....	46
F. Panayotov , Numerical Computation of the Induced Velocity Field of a Helicopter Rotor in Hover with the Use of the Vortex Theory	50
H. Georgieva, V. Serbezov and I. Dimitrov , Mathematical Model for Aircraft Landing Trajectory	60

Секция: **Двигатели и автомобилна техника**
Section: **Engines and Automotive Engineering**

Цв. Йорданов , Неинвазивна оценка на работата на дюза чрез анализ на промяната на температурата ѝ C. Jordanov , Non-Invasive Evaluation of the Work of the Nozzle through Temperature Change Analysis.....	63
Цв. Йорданов , Анализ на работата на дюзата при спад в налягането на комън рейл системата C. Jordanov , Analysis of the Work of the Nozzle under Reduced Pressure in Common Rail System ...	66
N. Milkov and 4 co-authors, Optimisation of Waste Heat Recovery System Operating Parameters for Diesel Engine based on Rankine Cycle.....	69
Ат. Ташев и Евг. Димитров , Резултати от предварителни стендови изпитвания на дизелови двигатели, работещи по газо-дизелов работен цикъл A. Tashev and E. Dimitrov , An Experimental Results of Compression Ignition Engines Operating in Dual-Fuel Mode.....	75
Sl. Bozhkov and 8 co-authors, The Comparative Analyze of the Automobile Crankshaft Position Sensors Signal Waveforms.....	80
Ил. Минковска, Г. Кадикянов и Г. Станева , Изследване влиянието на телесния индекс върху координатите на центъра на тежестта на ATV I. Minkovska, G. Kadikyanov and G. Staneva , A Study of the Influence of Body Index on Coordinates of the Center of Gravity of ATV	83
Р. Иванов , Изследване на устойчивостта срещу унасяне на двуосен автомобил при ускорително движение по път с надлъжен наклон R. Ivanov , A Study on the Stability of Two Axle's Lorry in Case of Accelerative Motion on Inclined Road	87
Ив. Евтимов, Р. Иванов и Г. Кадикянов , Сравнителен анализ на енергийните свойства на превозните средства I. Evtimov, R. Ivanov and G. Kadikyanov , A Comparative Analysis of the Vehicles Energy Performance.....	91
П. Иванов , Системи за подобряване на енергийната ефективност при строителни машини P. Ivanov , Systems for Improving of Energy Efficiency in Construction Machines.....	105
Р. Русанов и Б. Гигов , Изпитване на двупоточна обемна хидромеханична предавка на стенд R. Rusanov and B. Gigov , Testing of Two-Stream Volumetric Hydromechanical Gear in Laboratory	109
Г. Станева и 3 съавтори, Изследване на коефициента на сцепление на пневматична гума с експериментално покритие за трекове в промишлеността G. Staneva and 3 co-authors, A Study of Tire Grip Coefficient on Experimental Cover for Industrial Track Application	114
П. Машков, Б. Гьоч и Р. Иванов , Изследване характеристики на светодиодни лампи за автомобилни фарове P. Mashkov, B. Gyoch and R. Ivanov , An Investigation on Characteristics of Led Bulbs for Car Headlights	118

**Секция: Динамика, якост и надеждност
на транспортната техника**
Section: Dynamics, Strength and Reliability of Vehicles

В. Цонев и Ив. Мухтаров , Екстензометър за измерване на напречна деформация в условията на високи температури V. Tsonev and I. Muhtarov , High Temperature Extensometer for Lateral Strain Measurements.....	124
Ю. Генев и Ст. Ташков , Физическа същност и моделиране на полуактивни демпфери J. Genov and S. Tashkov , Physical Nature and Modeling of Semi-Active Dampers.....	128
Ю. Генев и И. Ангелов , Влияние на вертикалното разпределение на скоростта на вятъра върху динамичното натоварване на ветрогенератори от висок клас J. Genov and I. Angelov , Influence of Vertical Wind Speed Distribution on the Dynamic Loads in Large Wind Turbines	136
Ю. Генев , Многокритериален синтез на честотно-модулирано дискретно управление на полуактивно окачване - Част 1: Анализ и стратегии J. Genov , Multi Objective Synthesis of Frequency-Modulated Control of Semi-Active Suspension – Part1: Analysis and Control Strategies.....	141
Ю. Генев , Многокритериален синтез на честотно-модулирано дискретно управление на полуактивно окачване. Част 2: Многокритериален синтез J. Genov , Multi Objective Synthesis of Frequency-Modulated Control of Semi-Active Suspension – Part 2: Multi Objective Synthesis	148
М. Дюлгерова и Д. Русев , Влияние на високочестотните трептения върху огъването на кораби от нерегулярно вълнение M. Dyulgerova and D. Rusev , Effect of High Frequency Vibrations on Bending of Ships in Irregular Waves	152

Секция: Железопътна техника и технологии
Section: Railway Engineering and Technologies

Д. Кузнецов и Сл. Ангелов , Импулсно управляван инвертор Sitras® PCI D. Kuznetsov and S. Angelov , Sitras® PCI Self-commutated IGBT inverter	156
К. Велков, Ол. Кръстев и С. Велков , Методика за извършване на спирачни изпитания на железопътни возила с помощта на преносима мобилна система K. Velkov, O. Krystev and S. Velkov , Methodology for Performance of Braking Tests on Railway Vehicles with Portable Mobile System.....	158
К. Велков и 3 съавтори , Изчисляване параметрите на спирачната система на локомотив MDD-4 K. Velkov and 3 co-authors , Calculation of the Brake System Parameters for Locomotive MDD-4	162
Св. Славчев и 3 съавтори , Изчислителни модели и якостен анализ на талига Y-27 S. Slavchev and 3 co-authors , Calculation Models and Static Strength Analysis of Bogie Y-27.....	166

Секция: **Мениджмънт и логистика в транспорта**
 Section: **Transport Management and Logistics**

Д. Салиев , Изследване на времето за чакане при преминаване на кръгови кръстовища D. Saliev , An Investigation of the Waiting Time at Roundabouts	170
Д. Салиев , Изследване на времето за движение в кръгови кръстовища D. Saliev , An Investigation of the Time for the Movement in Roundabouts	174
Д. Салиев , Оценка на влиянието на стойността на билета върху броя на превозените пътници с обществен транспорт в гр. София D. Saliev , Influence Estimation of the Ticket Price on the Number of Passengers Carried By Public Transport in Sofia City	178
B. Arnaudov , The Role of Women in the Transport Sector	181
Н. Ненов и Б. Скробански , Моделиране на система за мониторинг и контрол на ПЖПС в движение по железопътната мрежа на Р. България N. Nenov and B. Skrobanski , Modeling of System for Monitoring and Control of Rolling Stock in Motion on the Rail Network in the Republic of Bulgaria.....	185
Р. Николова и Св. Стоилова , Изследване на изпълнението на графика за движение на бързите влакове в железопътната мрежа R. Nikolova and S. Stoilova , Investigation of the Implementation of the Schedule of Movement of Fast Passenger Trains in the Railway Network	191
D. Yordanova , The Role of European Structural and Investment Funds for Development of Transport Infrastructure in Bulgaria	197
М. Милчев, Д. Колев и Д. Грозев , Методика за изследване на неформалната потребителска информация относно автомобилните сервизи M. Milchev, D. Kolev and D. Grozev , Methodology for Research of Word-Of-Mouth Information for Car Repair Services	201
М. Милчев, Д. Колев и Д. Грозев , Изследване на ефекта от неформалната потребителска информация относно автомобилните сервизи M. Milchev, D. Kolev and D. Grozev , Measurement of the Effect of Word-Of-Mouth Information for Car Repair Services	205
М. Милчев, Д. Колев и Д. Грозев , Изследване на каналите за разпространение на неформална потребителска информация относно автомобилните сервизи M. Milchev, D. Kolev and D. Grozev , Research of Difussion Channels of Word-Of-Mouth Information for Car Repair Services	209
P. Mashkov and 3 co-authors, A Method for Thermal Performance Estimation of Led Modules for Traffic Lights.....	213

ИЗПИТВАНЕ НА ДВУПОТОЧНА ОБЕМНА ХИДРОМЕХАНИЧНА ПРЕДАВКА НА СТЕНД

РОСЕН РУСАНОВ

Катедра „Двигатели, автомобилна техника и транспорт”,
Технически университет - София, България
rosen1212@abv.bg

Бойко ГИГОВ

Катедра „Двигатели, автомобилна техника и транспорт”,
Технически университет - София, България
bgigov@tu-sofia.bg

Резюме: Статията представя методика за изпитание и опитни данни, снети от стенд за изпитване в лабораторни условия на двупоточна обемна хидромеханична предавка с предназначение използване в силовото предаване на теглителна, транспортна или специализирана мобилна машина.

Keywords: *изпитване, двупоточна обемна хидромеханична предавка, хидравлична трансмисия, ефективност, мощност, кинематичен интервал на предавателно число.*

1. Въведение

Изпитваната двупоточна обемна хидромеханична предавка – ОХМП, показана на Фигура 1, се използва за предавателна кутия за теглителни, транспортни и специални машини с колесен или верижен двигател (при последните е възможно да изпълнява функцията на механизъм за завиване). Целта на изпитването е да се определи пригодността на този тип предавка за използване в споменатото приложение, чрез реални опитни данни от лабораторно изпитване на предавката, когато не е монтирана на мобилната машина.

Като вид предавателен механизъм ОХМП се явява източник на загуби на предаваната мощност и енергия, чието определяне представлява най-голям интерес, защото влияят пряко на общият КПД а именно този параметър има решаващо значение за пригодността на предавката във всяко силово предаване. В разглежданата ОХМП присъстват следните видове загуби:

- *силови* – механични от триене в зъбните предавки - зъбни зацепления, триене в плъзгащи и търкалящи лагерни възли, уплътнения, разплискване на маслото в картерите, както и захранващата маслена система за хидравличната част на ОХМП, триене в помпената част на хидравличния клон, опорите на плунжерите на обемните хидромашини;
- *хидравлични* – от преминаване на работния флуид през хидравличната арматура – клапани,

тръбопроводи, охладители филтри;

- *кинематични* – характерни за хидравличния клон на ОХМП, изразяващи се в загуба на скорост, дължащи се на утечките в помпените елементи на хидромашините (т.нар. обемен КПД).



Фигура 1. Общ изглед на ОХМП.

2. Схема на стенда за изпитване на ОХМП

Схемата за стенда (Фигура 2), обхваща и други видове предавки с цел универсалност на приложението му, като за всяко изпитание в методиката му се предвижда изчисление с приближение на величини, които не могат да бъдат непосредствено измервани. В конкретния случай обект на измерването е ОХМП, означена като двупоточен модул на схемата. Методиката се състои в подаване на постоянна мощност на входа на предавката постоянен

$t, ^\circ\text{C}$ – температура на работния флуид в ОХМП. Следи се за постоянство в стойността, за наличието на динамичен процес, свързан с увеличение на силовите загуби.

4. Изчислени величини (Таблица 1)

Относителен работен обем на хидромашините:

$$Kv = \frac{Kv_{\text{тек}}}{Kv_{\text{max}}},$$

където $Kv_{\text{тек}}$ е текущият работен обем, а Kv_{max} – максималният работен обем. За целта се използва константата на преобразувателя за ъглово преместване C_{Kv} , V^{-1} на съответната хидромашина (индекси от 1 до 4). Графичните зависимости на Kv_3 , Kv_4 и на общия КПД, като функция от честотата на въртене на изходящия вал са показани на Фигура 5 [1].

Диференциално налягане между напорния и свързващия тръбопровод на съответните хидрообемни предавки, с индекси 1, 2, 3 и 4.

$$\Delta p = p_2 - p_1, \times 10^5, \text{Pa}.$$

Използва се константа Pa/V или Pa/дел ;

$M_{\text{вх,ОХМП}}$, Nm – входящ въртящ момент в ОХМП. Пресмята се от измерената величина T и константата C_T , Nm/V .

$M_{\text{ОХМП}}$, Nm – входящ въртящ момент в ОХМП след съгласуващия редуктор:

$$M_1 = T \cdot C_T \cdot i_{\text{ср}} \cdot \eta_{\text{ср}}, \text{Nm},$$

където C_T е константата на тензометричния възприемател, $i_{\text{ср}}$ – предавателното число на съгласуващия редуктор, $\eta_{\text{ср}}$ – КПД на съгласуващия редуктор.

$M_{\text{ОХМП}}$, Nm – стойност на въртящия момент, преминаващ през хидравличния клон на ОХМП на изхода на ХОП при хидромотора (индекс 3):

$$M_{\text{ОХМП}} = \frac{M_1 \cdot Kv_3 \cdot \eta_{\text{ХМ}}}{2 \cdot Kv_2} \pm \frac{0.05 \cdot M_1}{2}, \text{Nm},$$

където $M_1 = T \cdot C_T \cdot i_{\text{ср}} \cdot \eta_{\text{ср}}$, Nm е входящият въртящ момент в ОХМП след съгласуващия редуктор, C_T – константата на тензометричния възприемател, $i_{\text{ср}}$ – предавателното число на съгласуващия редуктор, $\eta_{\text{ср}}$ – КПД на съгласуващия редуктор, $\eta_{\text{ХМ}}$ – хидромеханичен КПД на хидромашините от ОХМП, 2 е предавателното число на диференциалния механизъм на входа на ОХМП, в случая симетричен, знакът „ $\pm$ “ отчита посоката на триещия момент в диференциалния механизъм при режим на работа на ОХМП като редуктор/ускоряваща предавка, 0,05 – коефициент на блокиране на диференциалния механизъм. Графичните зависимости на $\Delta p_{\text{ОХМП}} = \Delta p_2 = p_4 - p_3$ (от Фигура 2) и на общия КПД като функция от честотата на въртене на изходящия вал са показани на фиг. 6.

$M_{\text{сн}}$, Nm – въртящ момент на изхода от ОХМП. Съвпада с въртящия момент, погасяван от натоварващото устройство – хидромашина, регулируема и

работеща в помпен режим, разтоварвана през дросел, настроен на постоянно налягане 5 МПа (Δp_3):

$$M_{\text{сн}} = \frac{Kv_4 \cdot V_{\text{max}} \cdot \Delta p_3}{2\pi}, \text{Nm}.$$

$n_{\text{вх,ОХМП}}$, min^{-1} – ъглова скорост на входящия вал на ОХМП след съгласуващия редуктор:

$$n_{\text{вх}} = \frac{n_1}{u_{\text{дм}} \cdot u_{\text{пк}} \cdot u_{\text{гп}} \cdot u_{\text{ср}}}, \text{min}^{-1},$$

където u е предавателно число на: диференциален механизъм (дм) на ОХМП; предавателната кутия (пк) на ХПМК; главното предаване (гп) на предавателната кутия на ХПМК; съгласуващия редуктор (ср) преди ОХМП.

i_c – силово предавателно отношение:

$$i_c = \frac{M_{\text{сн}}}{M_1}.$$

Отчита силовите загуби на изпитваната ОХМП.

i_k – кинематично предавателно отношение, отчитащо кинематичната загуба на скорост, вследствие хидравличните утечки на хидромашините:

$$i_k = \frac{n_2}{n_{\text{вх}}}.$$

η – КПД на изследваната предавка:

$$\eta = i_k \cdot i_c = \frac{M_{\text{сн}}}{M_1} \cdot \frac{n_2}{n_{\text{вх}}}.$$

η характеризира всички загуби на ОХМП и е основна цел на изпитването.

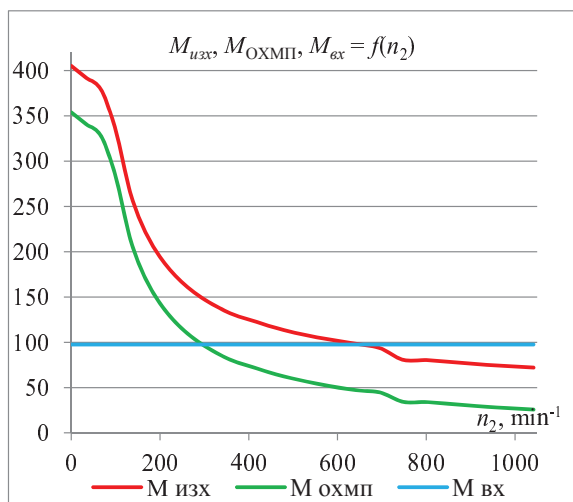
Изводи

Изследвана е двупоточна обемна хидромеханична предавка, състояща се от разделящ диференциален механизъм и две идентични регулируеми обратими аксиалнобутални хидромашини в хидравличния клон. Изследването е проведено в лабораторни условия на стенд според предварително разработена методика. Методиката позволява да се експериментира с различни режими на работа на хидравличните машини, задавани чрез изменение на техните работни обеми.

За оценка на преобразуващите свойства на предавката са показани резултатите за един конкретен случай – крива от семейство характеристики, като критерия е тази с най-голяма стойност на $M_{\text{вх}}$, определена от инсталираната мощност на стенда с оглед максимално използване на силовите възможности на инсталираните хидромашини и механични възли с оглед постигане на реална стойност на КПД, снети при постоянни параметри на входа и използване възможността за регулиране и на двете хидромашини. Задвижващият агрегат също има възможност безстепенно да променя параметрите на входа на изпитваната предавка. Така се имитират частични режими на дизелов двигател и може да се построят семейство изходящи характеристики.

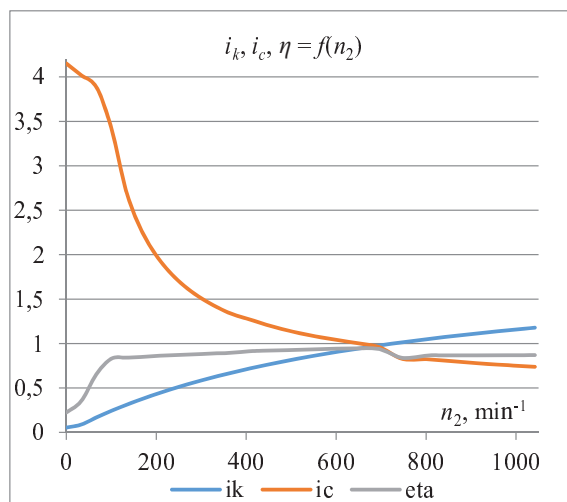
Таблица 1. Измервани и изчислени величини.

$P_{I\phi} = 3,33 \text{ kW}; M_{зодв} = 31,9 \text{ Nm}; t = 70 \text{ }^{\circ}\text{C}; \Delta p_3 = 5 \text{ MPa}; n_1 = 1300 \text{ min}^{-1}; K_{v\text{ХОП}} = 0,85;$ $p_1 = 1,36 \text{ MPa}; p_{2(\text{ОХМПЗТ})} = 1,5 \text{ MPa}; p_{2(\text{ЗТ})} = 1,7 \text{ MPa}; p_{3(\text{НТ})} = 6,4 \text{ MPa}; \Delta p_1 = 2,6 \text{ MPa}; M_1 = 97,6 \text{ Nm};$ $n_{1\text{ex,ОХМП}} = 727 \text{ min}^{-1}; p_{1,\text{ОХМП}} = 7,43 \text{ kW}; n_{1\text{ex,ОХМП}} = 727 \text{ min}^{-1}.$														
измервани величини					изчислени величини									
Kv_1	$p_{2,\text{ОХМП}}$	n_2	Kv_4	p_2	Kv_2	Kv_3	Kv_4	Δp_2	$M_{\text{ОХМП}}$	$M_{\text{сн}}$	$P_{\text{сн}}$	i_c	i_k	η
V	V	min^{-1}	V	$10^5, \text{Pa}$	-	-	-	$10^5, \text{Pa}$	Nm	Nm	kW	-	-	-
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
1,10	3,63	0	1,25	181	0	1,00	0,55	164	354	405	1,66	4,151	0,054	0,223
1,11	3,49	33	1,24	175	0,05	1,00	0,54	158	341	392	2,63	4,018	0,088	0,354
1,12	3,36	67	1,23	168	0,1	1,00	0,52	151	328	379	4,87	3,884	0,169	0,656
1,13	3,23	100	1,22	161	0,15	1,00	0,46	144	282	333	6,16	3,417	0,243	0,830
1,14	3,09	134	1,21	155	0,2	1,00	0,36	138	212	264	6,24	2,700	0,311	0,840
1,15	2,96	167	1,2	148	0,25	1,00	0,30	131	170	222	6,32	2,270	0,375	0,850
1,16	2,82	201	1,19	141	0,3	1,00	0,26	124	142	194	6,38	1,983	0,433	0,859
1,17	2,69	234	1,18	135	0,35	1,00	0,24	118	122	174	6,44	1,779	0,488	0,868
1,18	2,56	268	1,17	128	0,4	1,00	0,22	111	107	159	6,50	1,625	0,539	0,875
1,19	2,42	301	1,16	121	0,45	1,00	0,20	104	96	147	6,56	1,506	0,586	0,883
1,20	2,29	335	1,15	115	0,5	1,00	0,19	98	86	138	6,61	1,410	0,631	0,890
1,21	2,16	368	1,14	108	0,55	1,00	0,18	91	79	130	6,66	1,332	0,673	0,896
1,22	2,02	410	1,13	101	0,6	1,00	0,17	84	72	124	6,79	1,267	0,722	0,914
1,23	1,89	445	1,12	94	0,65	1,00	0,16	77	67	118	6,83	1,212	0,759	0,920
1,24	1,76	479	1,11	88	0,7	1,00	0,16	71	62	114	6,87	1,164	0,794	0,925
1,25	1,62	513	1,1	81	0,75	1,00	0,15	64	58	110	6,90	1,123	0,827	0,929
1,26	1,49	547	1,09	74	0,8	1,00	0,14	57	55	106	6,94	1,088	0,859	0,934
1,27	1,36	581	1,08	68	0,85	1,00	0,14	51	52	103	6,97	1,056	0,889	0,938
1,28	1,22	615	1,07	61	0,9	1,00	0,14	44	49	100	7,00	1,028	0,917	0,943
1,29	1,09	650	1,06	54	0,95	1,00	0,13	37	47	98	7,03	1,003	0,944	0,946
1,30	0,95	698	1,05	48	1	1,00	0,13	31	44	93	6,95	0,955	0,980	0,936
1,30	0,95	747	1,04	48	1	0,93	0,11	31	34	81	6,23	0,827	1,014	0,838
1,30	0,95	804	1,03	48	1	0,87	0,11	31	34	80	6,42	0,823	1,051	0,865
1,30	0,95	870	1,02	48	1	0,80	0,11	31	31	78	6,44	0,795	1,090	0,866
1,30	0,95	948	1,01	48	1	0,74	0,10	31	28	75	6,45	0,766	1,132	0,868
1,30	0,95	1042	1	48	1	0,67	0,10	31	26	72	6,46	0,738	1,178	0,870

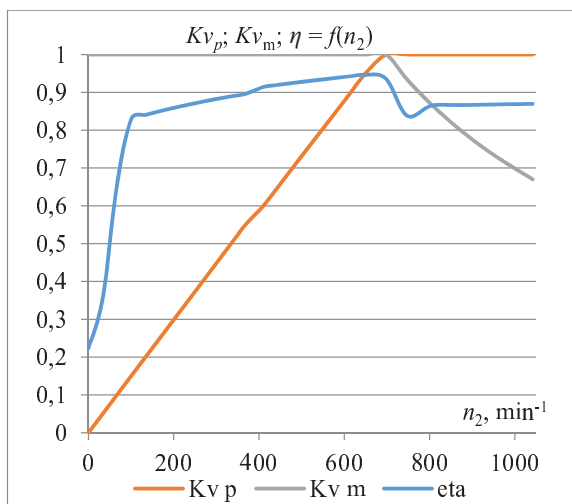


Фигура 3. Изменение на силовите потоци в зависимост от честотата на въртене на изходящия вал.

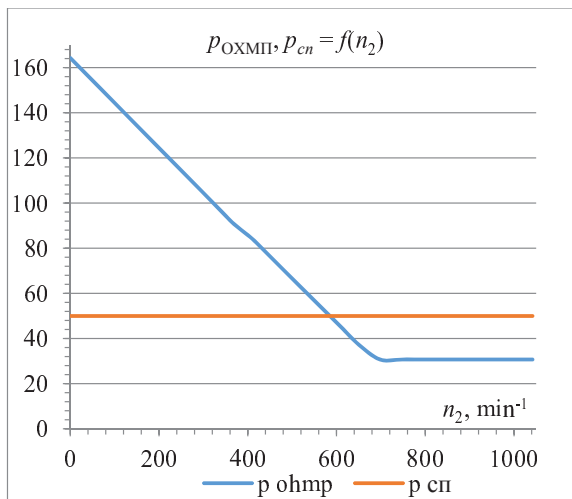
$M_{\text{изх}}$ – въртящ момент на изходящият вал;
 $M_{\text{вх}}$ – въртящ момент на входящия вал на ОХМП;
 $M_{\text{ОХМП}}$ – въртящ момент на изхода на хидростатичната част от ОХМП (от хидромотора).



Фигура 4. Изменение на силовото предавателно число i_c , кинематичното предавателно отношение i_k и общия КПД на ОХМП в зависимост от честотата на въртене на изходящия вал.



Фигура 5. Изменение на относителните работни обеми на хидромашините от ОХМП и на общия КПД на предавката (индекси p – помпа за Kv_p ; m – хидромотор за Kv_m), в зависимост от честотата на въртене на изходящия вал.



Фигура 6. Графики на изменение на диференциалните налягания между: работните магистрали на хидромашините от ОХМП – p_{OHMP} ; натоварващата спирачка – Δp_{cp} , в зависимост от честотата на въртене на изходящия вал.

При избрания режим на работа на предавката се получава реален безстепенен силов диапазон от порядъка на 5 при общ КПД не по-нисък от 0,75, което не би могло да се постигне само с хидравличната част. В този случай за специална теглителна машина ще е необходима допълнителна диапазонна предавателна кутия.

Може да се изследва и възможността за увеличаване на безстепенния диапазон чрез използване обратимостта на хидромашините.

Получените резултати показват и съотношението между въртящите моменти, респективно мощностните потоци в отделните части на предавката, от които зависи и изменението на общия КПД.

Литература:

- [1] Giles, Hancock, Drive line engineering, Proc Instn Mech Engrs, 1969-70, Vol. 184, Pt. 31 I.
- [2] Гигов Б., Русанов Р. Модул за изследване на двупоточна хидромеханична предавка, Транс-Мотауто, 2007.

TESTING OF TWO-STREAM VOLUMETRIC HYDROMECHANICAL GEAR IN LABORATORY

ROSEN RUSANOV¹, BOYKO GIGOV²

Department of internal combustion engines,
automobiles and transport,
Technical University of Sofia, Bulgaria
¹rosen1212@abv.bg; ²bgigov@tu-sofia.bg

Abstract: The paper presents a methodology for tests and experimental data collected from the test bench in the laboratory of two-stream volumetric hydromechanical gear with purpose use in powertrain traction, transport or specialized mobile machine.

Keywords: two-stream, hydromechanical gear, hydrostatic transmission, efficiency, power, kinematic range of gear ratio.