

**Селскостопанска<sup>®</sup>  
техника**

**Agricultural  
Engineering**

**6/2001**

## РЕДАКЦИОННА КОЛЕГИЯ

Ст. н. с. I ст. д-р инж. **ДИМИТЪР БАРЕВ**  
Главен редактор  
Ст. н. с. д-р инж. **НИКОЛАЙ МАРКОВ**  
Ст. н. с. I ст. д-р инж. **ЗДРАВКО КУРДОВ**  
Ст.н.с. д-р инж. **НИКОЛА ДОСЕВ**  
Ст. н. с. д-р инж. **МИХО МИХОВ**  
Ст. н. с. д-р инж. **ПЛАМЕН ПЕТКОВ**  
Проф. д-р инж. **БОЯН БОЯНОВ**, дтн  
Ст. н. с. д-р инж. **СИМЕОН ПОПОВ**  
Проф. д-р инж. **АТАНАС МИТКОВ**  
Проф. д-р инж. **КОНДЮ АНДОНОВ**  
Доц. д-р инж. **САВА МАНДРАДЖИЕВ**

## EDITIONAL BOARD

Sen. Sci. Eng. **DIMITAR BAREV**, Ph. D.  
Editor-in-charge  
Sen. Sci. Eng. **NIKOLAY MARKOV**, Ph.D.  
Sen. Sci. Eng. **ZDRAVKO KURDOV**, Ph. D.  
Sen. Sci. Eng. **NIKOLA DOSEV**, Ph. D.  
Sen. Sci. Eng. **MIHO MIHOV**, Ph. D.  
Sen. Sci. Hydr. Eng. **PLAMEN PETKOV**, Ph. D  
Prof. Hydr. Eng. **BOYAN BOYANOV**, Ph. D. Dr. Sci.  
Sen. Sci. Hydr. Eng. **SIMEON POPOV**, Ph. D.  
Prof. Eng. **ATANAS MITKOV**, Ph. D.  
Prof. Eng. **KONDYU ANDONOV**, Ph. D.  
Assos. Prof. Eng. **SAVA MANDRADJIEV**, Ph. D.

Списание „Селскостопанска техника“

J. „Agricultural Engineering“

Инж. Екатерина Петрова – зам. гл. редактор,  
тел.: (+359 2) 70 91 64  
1113 София, бул. „Цариградско шосе“ 125, бл. 1  
E-mail: sstechnika@abv.bg

Eng. Ekaterina Petrova – Deputy-Editor-In-Chief,  
Phone: (+359 2) 70 91 64  
1113 Sofia, 125 Tsarigradsko shose Blvd, Block 1  
E-mail: sstechnika@abv.bg

2001, с/о Jusautor  
ISSN 0037-1718  
Тираж: 150  
Печатни коли: 4.5  
Авторски коли: 7.8  
Коректор: Е. Симеонова

Печат във  
„**Воленпринт ЕООД**“  
GSM 088 316 324

Предпечатна подготовка:  
**ФОТОНИКА**  
бул. „Цариградско шосе“ 83, бл. 107, вх. Б, тел. 971-95-62  
e-mail: photonik@techno-link.com http://photonika.hit.bg



НАУЧНО СПИСАНИЕ НА:  
ИНСТИТУТА ПО МЕЛИОРАЦИИ  
И МЕХАНИЗАЦИЯ  
И  
ЦЕНТЪРА ПО НАУЧНО-  
ТЕХНИЧЕСКА  
ИНФОРМАЦИЯ

SCIENTIFIC MAGAZINE OF:  
INSTITUTE FOR LAND  
RECLAMATION AND  
AGRICULTURAL MECHANISATION  
AND  
CENTRE FOR SCIENTIFIC-  
TECHNICAL INFORMATION

Година XXXVIII, 6/2001, София

Volume XXXVIII, 6/2001, Sofia

**НОСИТЕЛ НА ОРДЕН „КИРИЛ И МЕТОДИЙ“ II СТЕПЕН**

## **СЪДЪРЖАНИЕ**

### **МЕХАНИЗАЦИЯ И АВТОМАТИЗАЦИЯ В РАСТЕНИЕВЪДСТВОТО**

Влияние на периферната скорост на сеещия диск върху равномерността на изсяване на сеялка СХД-2

*А. Трифонов, С. Ишпекев*..... 3

Производствен опит със сеялка за точна сеитба СМН-3

*Х. Белоев, Ж. Демирев*..... 6

### **МЕХАНИЗАЦИЯ И АВТОМАТИЗАЦИЯ В ЖИВОТНОВЪДСТВОТО**

Сравнително изследване върху строително-конструктивни решения за малогабаритна животновъдна сграда

*Д. Динев, Н. Делчев, К. Колева* ..... 10

### **СЪЗДАВАНЕ, ИЗПИТВАНЕ И ВНЕДРЯВАНЕ НА СЕЛСКОСТОПАНСКА ТЕХНИКА**

Електроискрова уредба за обработка на тютюневи листа с дозирано подаване на енергията

*Н. Армянов, Т. Гачовска, Г. Гачовски, Т. Стоянова, Ст. Димитрова, Н. Недялков* ..... 16

Теглително изпитване на верижен трактор с хидрообемна трансмисия

*Б. Гигов, В. Драганов*..... 23

### **МАШИНОИЗПОЛЗВАНЕ И РЕМОНТООБСЛУЖВАЩА ДЕЙНОСТ**

Горивна икономичност на двигател, трактор и машино-тракторен агрегат

*С. Божков*..... 28

**МАТЕРИАЛИ, ПУБЛИКУВАНИ В СПИСАНИЕТО ПРЕЗ 2001 Г. .... 33**



## CONTENTS

### MECHANIZATION AND AUTOMATION IN PLANT GROWING

#### The effect of the peripheral speed of the sowing by the SHD-2 planter

*A. Trifonov, S. Ishpekov* ..... 3

#### Field experiment by an SMN 3 precision planter

*H. Beloev, Zh. Demirev* ..... 6

### MECHANIZATION AND AUTOMATION IN ANIMAL HUSBANDRY

#### Comparative investigation on the construction and design solution concerning a small-size stock-breeding building

*D. Dinev, N. Delchev, K. Koleva* ..... 10

### DEVELOPMENT, TESTING AND INTRODUCTION OF AGRICULTURAL MACHINERY

#### Electric spark equipment for tobacco leaves treatment with energy doses

##### Supply

*N. Arnyanov, T. Gatchovska, G. Gatchovski, T. Stoyanova, St. Dimitrova, N. Nedyalkov* ..... 16

#### Tractive testing of a crawler tractor featuring a hydraulic volume (powershift) transmission

*B. Gigov, V. Draganov* ..... 23

### USE AND MAINTENANCE OF THE MACHINES

#### Fuel-sawing capacity of an engine, a tractor and a tractor/implement combination

*S. Bozhkov* ..... 28

### ARTICLES AND OTHER MATTERS PUBLISHED IN THE JOURNAL DURING 2001 ..... 33



## Теглително изпитване на верижен трактор с хидрообемна трансмисия

Бойко Гигов, Вътко Драганов  
Технически университет, София – 1756

Хидрообемната трансмисия осигурява безстепенно изменение на теглителната сила и скоростта на движение на трактора в необходимия работен теглителен диапазон. При някои специализирани трактори това се оказва особено полезно с оглед спецификата на извършваните от тях работи. Именно с такъв верижен трактор от теглителен клас 9 kN, предназначен за тесноредовото лозарство е проведено теглително изпитване в пътни условия. Тракторите с хидрообемна трансмисия обикновено се явяват модификация на базов модел от същия клас с механична трансмисия. При теглителното изпитване на верижната машина с хидрообемна трансмисия за натоварване е използвана верижна машина от базовия модел.

Особеност на настоящото изпитване е възможността да се поддържа един и същ режим на работа на двигателя с вътрешно горене (ДВГ) – с номинална честота на въртене и съответната номинална мощност при максимално подаване на гориво и различни теглителни усилия, реализирани от изпитвания трактор. Това осигурява икономична работа на ДВГ от една страна, а от друга дава възможност да се оценят изходните показатели на трактора при постоянна мощност на входа на трансмисията и по характера на кривата на теглителната мощност да се съди директно за теглителния коефициент на полезно действие (КПД) и влиянието върху него на отделните видове загуби, които го формират. За тази цел управлението на трансмисията се осъществява ръчно, а не автоматично. При всеки опит след установяване на желаното теглително натоварване се коригира предавателното число на трансмисията, чрез изменение на работните обеми на регулируемите хидромашини така, че честотата на въртене на ДВГ да бъде винаги една и съща, равна на номиналната съгласно зависимостта:

$$(1) \quad V \cdot \Delta p = \frac{P_n \cdot \eta'_{\text{хм}} \cdot 60}{n_n},$$

където:

$V$  – работният обем на помпите,  $\text{cm}^3/\text{tr}$ ;

$\Delta p$  – работното налягане, МРа;

$P_n$  – номиналната мощност на ДВГ, W;

$n_n$  – номиналната честота на въртене на ДВГ,  $\text{tr}/\text{min}$ ;

$\eta'_{\text{хм}}$  – хидромеханичният КПД на помпите.

Увеличаването на теглителното натоварване на трактора предизвиква увеличаване на работното налягане в трансмисията, на което съответства намаляване на работния обем на помпите, респективно увеличаване на предавателното число и намаляване на скоростта на движение.

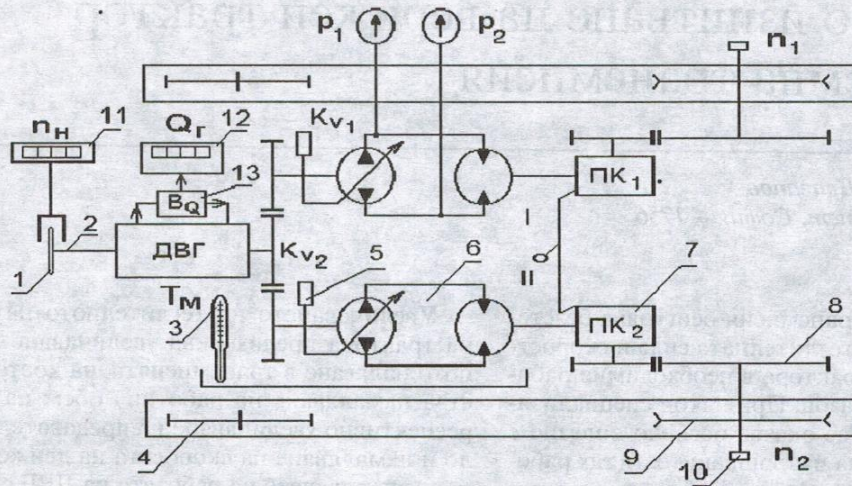
Осигуряването на работата на ДВГ с номинална мощност, при различни теглителни режими не може да се осъществи само при работа с много ниски скорости на движение и с много малки теглителни усилия, близки до нула, когато ДВГ работи по регулаторния клон (не може да се натовари до номинален режим) и се достигат съответно максималното работно налягане и максималният работен обем на хидромашините. При изпитване на трактори с механична трансмисия поради постоянното предавателно число, режимът на работа на ДВГ се променя по регулаторния или по безрегулаторния клон в зависимост от предавката при всяко ново теглително усилие.

Трансмисията на изпитваната машина се състои от два независими хидрообемни клона и механична част с два диапазона – I работен и II транспортен (фиг. 1). Освен теглителната сила  $F_T$  и времето  $t$  за преминаване на машините през измервателния участък при всеки опит се измерват и относителният работен обем на двете регулируеми помпи  $\kappa_{v1}$  и  $\kappa_{v2}$ , работното налягане  $\Delta p = p_2 - p_1$ , разходът на гориво  $Q_G$  и оборотите на задвижващите дясно и ляво верижни колела  $n_1$  и  $n_2$ . Температурата на работната течност в резервоара на хидротрансмисията и честотата на въртене на двигателя се поддържат в границите:  $T_M = 65 \pm 2 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $n_n = 1500 \pm 10 \text{ min}^{-1}$ .

Теглителното изпитване е извършено при праволинейно движение на изпитвания трактор, което предполага практически еднакви работни обеми на двете помпи и еднакво работно налягане в двата независими хидрообемни кръга.

Натоварващата машина осигурява различно по големина постоянно теглително натоварване при всеки опит, което се подбира чрез включване на подходяща предавка в нейната предавателна кутия и изменение на честотния режим на нейния ДВГ. Измервателният участък е ливада с дължина  $L = 20 \text{ m}$ , без големи неравности и с възможно най-малък наклон. Преди навлизане на машините в него, режимът на натоварване се установява на подготвителен участък с дължина около 15 m. (фиг. 2)



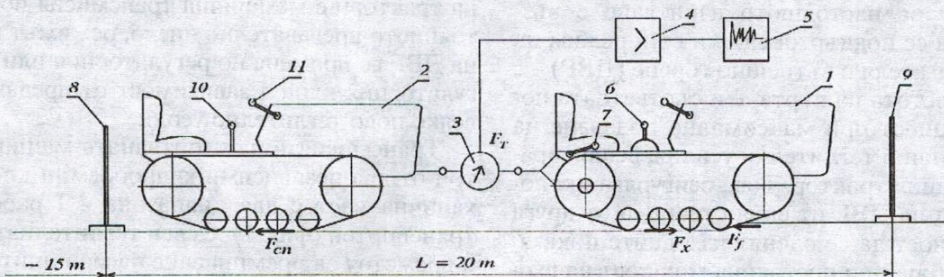


Фиг. 1. Схема на изпитваната машина с използваната измервателна апаратура

1 – Оптиелектронен преобразувател; 2 – Колянов вал; 3 – Термометър; 4 – Направляващо колело; 5 – Потенциометричен преобразувател; 6 – Хидрообемна предавка; 7 – Диапазонна предавателна кутия; 8 – Крайно предаване; 9 – Задвижващо верижно колело; 10 – Механичен брояч на обороти; 11 – Честотометър; 12 – Електронен измервателен преобразувател; 13 – Възприемател за разход

Fig. 1. Diagram of a testing machine with the used measuring equipment:

1 – optoelectronic converter; 2 – crankshaft; 3 – thermometer; 4 – guiding wheel; 5 – potentiometric converter; 6 – hydraulic volume transmission; 7 – range gear-box; 8 – final transmission; 9 – driving track wheel; 10 – mechanical revolution counter; 11 – frequency meter; 12 – electronic measurement converter; 13 – consumption sensor



Фиг. 2. Схема на опитната постановка

1 – Изпитвана верижна машина; 2 – Натоварваща машина; 3 – Възприемател за сила; 4 – Тензометричен усилвател; 5 – Регистриращ уред (x-t записвач); 6 – Органи за регулиране обема на помпите; 7 – Лост за превключване на диапазоните; 8, 9 – Жалони; 10 – Лост за превключване на предавките; 11 – Ръчна газ

Fig. 2. Diagram of the experimental facilities:

1 – strain measurement amplifier; 2 – straining machine; 3 – force sensor; 4 – strain measurement amplifier; 5 – recording device (x-t recorder); 6 – pump volume adjustment controls; 7 – range switching lever; 8, 9 – pickets; 10 – gear-shift lever; 11 – manual accelerator

Всички опити са проведени при включен работен диапазон в механичната част на трансмисията на изпитваната машина. Средната скорост  $v$  за преминаване през измервателния участък, теглителната мощност  $P_T$ , коефициентът на буксуване  $\delta$ , часовият  $G_H$  и специфичният теглителен разход на гориво  $g_T$  се определят по методика, която се използва и при теглителните изпитвания на трактори с механична трансмисия [1]. Теглителната сила се регистрира на хартиена лента и от записа се пресмята стойността ѝ за всеки опит в kN, като се отчете мащабният коефициент (фиг. 3).

За относителния обем на помпите се получава известна разлика при праволинейно движение на трактора поради разлика в обемните за-

губи на двата кръга. На опитната диаграма е нанесена осреднената стойност от двете измервания.

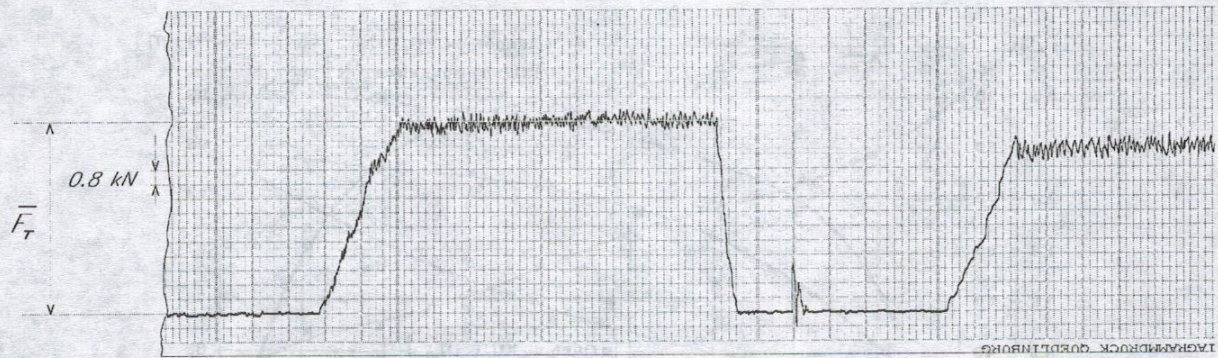
$$(2) \quad k_v = \frac{k_{v1} + k_{v2}}{2},$$

където

$$(3) \quad k_{v1} = \frac{V_1}{V_{1, \max}}; \quad k_{v2} = \frac{V_2}{V_{2, \max}};$$

Теглителният КПД е определен чрез номиналната мощност на ДВГ, взета от техническата му характеристика.

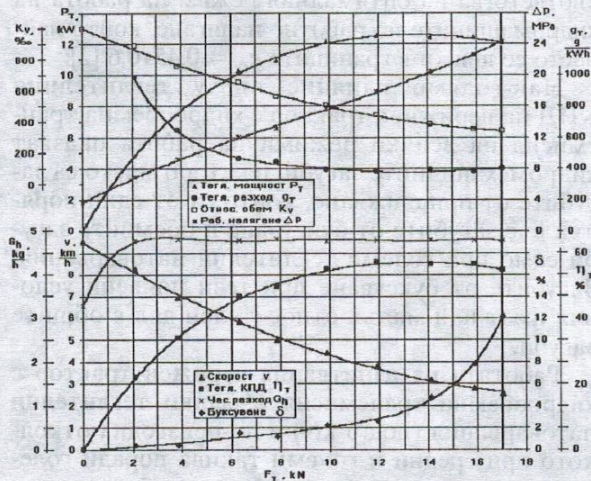




Фиг. 3. Запис на теглителната сила  
Fig. 3. Recording of the tractive force

$$(4) \eta_T = \frac{P_T}{P_H}$$

Получените опитни стойности на отделните показатели са дадени таблично и графично в таблица 1 и на фиг. 4



Фиг. 4. Теглителна характеристика  
Fig. 4. Tractive curve

Таблица 1. Измерени и изчислени показатели при теглителното изпитване  
Table 1. Measured and calculated parameters at traction testing

Опитна теглителна характеристика на верижен трактор с хидрообемна трансмисия/  
experimental tractive characteristic of a crawler tractor with hydraulic volume transmission

Пътно покритие: ливада; L = 20 m; Данни за ДВГ: n<sub>H</sub> = 1500 min<sup>-1</sup>; P<sub>H</sub> = 22 kW; ρ<sub>r</sub> = 0.78 g/cm<sup>3</sup>/  
road surfaceing: meadow, L = 20 m; Data on internal combustion engines: n<sub>H</sub> = 1500 min<sup>-1</sup>; P<sub>H</sub> = 22 kW; ρ<sub>r</sub> = 0.78 g/cm<sup>3</sup>

F <sub>T</sub>	P <sub>2</sub>	P <sub>1</sub>	t	n <sub>1</sub>	n <sub>2</sub>	K <sub>v1</sub>	K <sub>v2</sub>	Q <sub>r</sub>	n <sub>cp</sub>	K <sub>v</sub>	v	P <sub>T</sub>	η <sub>T</sub>	G <sub>h</sub>	g <sub>T</sub>	δ	Δp	T <sub>M</sub>
kN	bar	bar	s	—	—	%	%	cm <sup>3</sup>	—	%	km/h	kW	%	kg/h	g/kWh	%	bar	°C
0	46	10.3	7.55	130	130	997	999	8.82	130	998	9.54	0.00	0	3.28		0.00	35.72	63.5
2.11	80	10.3	8.71	130	131	888	890	14.83	131	889	8.26	4.84	220	4.78	987	0.33	89.31	64.5
3.87	102	10.4	10.4	130	131	753	755	17.77	131	754	6.94	7.48	339	4.81	645	0.33	91.68	64
8.32	131	10.4	12.3	132	132	651	655	20.95	132	653	5.86	10.29	468	4.79	465	1.52	120.3	64.5
7.34	142	10.4	14.4	131	132	561	565	24.65	132	563	5.01	10.92	496	4.82	441	1.14	131.9	65
9.88	167	10.5	16.3	132	134	504	508	27.63	133	506	4.43	12.15	552	4.77	393	2.26	156.1	65
11.92	189	10.5	19	133	134	440	446	32.37	134	443	3.79	12.56	571	4.79	381	2.62	178.5	66
14.12	216	10.5	22.7	135	138	382	388	38.81	137	385	3.18	12.47	567	4.81	388	4.76	205	68.5
15.89	237	10.6	25.5	139	143	351	357	43.42	141	354	2.82	12.46	566	4.78	384	7.80	226.2	66.5
17.04	254	10.6	28.2	147	149	337	345	48.12	148	341	2.55	12.08	549	4.79	396	12.2	243.3	66.5

За оценка влиянието на различните видове загуби върху теглителния КПД на трактора са определени и нанесени на отделна диаграма (фиг. 5) стойностите на коефициентите на полезно действие, отчитащи загубите от буксуване η<sub>δ</sub> и придвижване η<sub>f</sub>, обемните и хидромеханичните загуби в трансмисията. Съпротивлението от придвижване F<sub>f</sub>, включващо вътрешните загуби във верижния двигател от втори род и външното съпротивление от деформацията на пътя са определени чрез допълнителен опит.

КПД, отчитащ обемните загуби е определен по зависимостта:

$$(5) \eta_0 = C \cdot \frac{v_T}{k_v} = C \cdot \frac{v}{(1 - \delta) \cdot k_v},$$

където v<sub>T</sub> е теоретичната скорост на движение, а

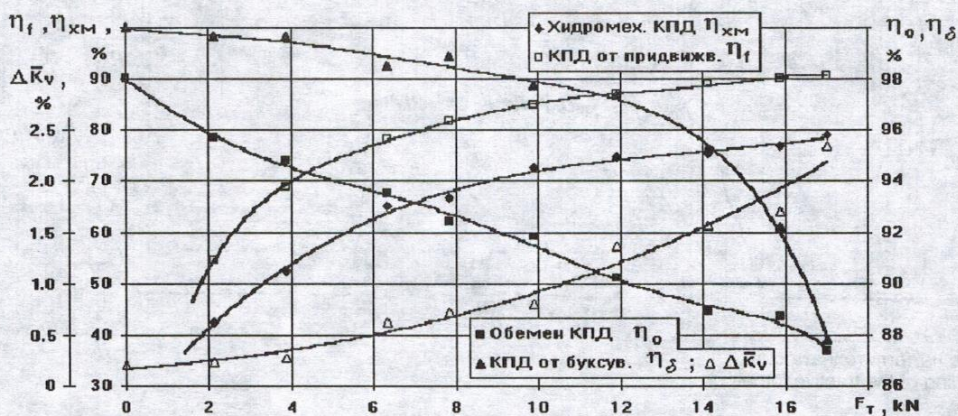
$$(6) C = \frac{30 \cdot i_{пк1} \cdot i_{кп} \cdot V''}{\pi \cdot r_k \cdot 3,6 \cdot n_H \cdot V''_{max}}$$

се приема за константа;

i<sub>пк1</sub> и i<sub>кп</sub> са предавателните числа на диапазонната кутия и крайното предаване;

r<sub>k</sub> е кинематичен радиус на задвижващото верижно колело;





Фиг. 5. Диаграми на загубите

Fig. 5. Diagrams of the losses

◆ – hydro-mechanical efficiency ( $\eta_{хм}$ ); □ – efficiency from advancement ( $\eta_f$ ); ■ – volume efficiency ( $\eta_o$ ); ▲ – efficiency from sliding ( $\eta_\delta$ );  $\Delta K_v$

$V_{max}$  и  $V'$  са работните обеми на хидромашините.

КПД, отчитащ хидромеханичните загуби в хидрообемната част на трансмисията и механичните загуби в механичната част и във верижния двигател е определен от израза:

$$(7) \eta_{хм} = \frac{\eta_T}{\eta_\delta \cdot \eta_f \cdot \eta_o}$$

На фиг. 5 е дадена и разликата в обемните загуби на двата хидрообемни кръга при праволинейно движение, изразена чрез относителната разлика в работните обеми на двете помпи:

$$(8) \Delta \bar{k}_v = \frac{k_{v2} - k_{v1}}{k_v}$$

**ИЗВОДИ**

Предложена е методика за теглително изпитване на верижни машини с хидрообемна трансмисия, при която се използва ръчно регулиране на трансмисията и постоянен режим на ДВГ на изпитваната верижна машина

Действителната форма на кривата на скоростта на трактора във функция на теглителната сила се отклонява от хиперболата на постоянна мощност, като се доближава до правата линия поради увеличаването на загубите в двата края на работния диапазон.

Работното налягане в трансмисията нараства практически линейно с нарастване на теглителното натоварване.

Теглителната мощност запазва максимални стойности в сравнително широк теглителен диапазон (от 10 до 17 kN), като изменението ѝ в този диапазон не надвишава 5%.

Оптималният теглителен режим на трактора съответства на оптималния режим на работа на хидромашините по работно налягане, който най-често се движи в границите  $k_p = 0,45+0,6$  [2].

Най-голямо влияние върху теглителния КПД на верижния трактор с хидрообемна трансмисия на всички режими на работа оказват хидромеханичните загуби, на второ място са загубите от придвижване, които са от един порядък със загубите от буксуване и обемните загуби само при големи теглителни натоварвания. Загубите от буксуване при тези почвени условия имат най-малък относителен дял в общите загуби.

Работата на изпитвания верижен трактор с хидрообемна трансмисия с малки теглителни натоварвания (под 6 kN) е по-неизгодна отколкото при средни и големи такива поради големите хидромеханични загуби и загуби от придвижване.

С нарастване на теглителното натоварване на трактора се увеличава и относителната разлика в обемните загуби на двата хидрообемни кръга при праволинейно движение, като зависимостта е нелинейна и максималната разлика за изпитваната машина не надвишава 2,5%.

**ЛИТЕРАТУРА**

1. Димитров, Й. Н. и Б. Гигов, Автомобилна техника – ръководство за лабораторни упражнения, София, Фабер 2000 г.
2. Петров, В. А., Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин, Москва, Машиностроение, 1988 г.

Статията е постъпила в редакцията на 24.08.2001 г.



# Tractive testing of a crawler tractor featuring a hydraulic volume (powershift) transmission

*B. Gigov, V. Draganov*  
Technical University, Sofia – 1756

## ABSTRACT

A tractive test of a crawler agricultural tractor with stepless hydraulic volume transmission was conducted in road conditions under the method of towing another loading machine. A trial tractive diagram was plotted, where parameters characterizing the duty of the hydraulic volume transmission are shown, too. An evaluation was made of the proportions of the various kinds of losses, arising in the operation of a caterpillar machine having hydraulic volume transmission, subject to the tractive loading.