

## Modeling of pull parameters of crawler tractor with powershift transmission

*Boyko GIGOV, Vlatko DRAGANOV*

*Technical University, Sofia - 1756*

**Abstract:** The paper presents a method for development of technical pull characteristic of crawler tractors with powershift transmission and the PC software package based thereon for analytical presentation of soil parameters, hydraulic machines transmission automatic control system, internal combustion engine parameters, etc.

The methodology allows preliminary assessment of indices of newly designed crawler machines with powershift transmission and effect analysis of various structural and performance factors.

The theoretical construction of the pull characteristic is essential for preliminary assessment of the parameters of the newly designed tractors or other traction machines. If there is a hydrostatic continuously variable transmission the construction of this characteristic will have some peculiarities that complicate somewhat the methodology compared to machines that use conventional mechanical step transmission.

In crawler tractors mostly use two independent hydrostatic circles, which is the more general case of the arrangement of hydrostatic machines and allows the proposed methodology to be valid also unto wheel traction machines with such transmission. [4]

To build the pulling characteristic of crawler tractor with hydrostatic transmission is required in advance to specify the scheme of transmission and size the hydrostatic machines, as well as their main characteristics, taken by producer.[5] Besides the maximum working pressure, maximum speed and maximum working volume of the hydrostatic machines are necessary and experiment data for volumetric and hydromechanical efficiency, respectively, for volumetric and hydro-mechanical losses and regulatory characteristics of the automatic control system (if any) that are expressed in analytical form by approximation of the experimental data. Are also needed the parameters of the road and details of construction the designed tractor and chain-drive.

The curve of acceleration skid on caterpillar tracks is convenient also be presented in an analytical form, based on test data for different soil conditions, characterized by coefficients of resistance of movement ( $f$ ) and skid ( $\delta$ ) (expressed as a function

of pulling force -  $F_T$  or of the tractive factor -  $T = F_T / G$ ). Are accounted also the influence onto the acceleration skid on the movement speed ( $v$ ), on the average pressure of the chain drive onto the soil ( $q_{cp}$ ), on the length the supporting surface the chain drive ( $L_{on}$ ), on the average hardness the ground ( $s$ ) to a depth of 5 to 10 cm and its humidity ( $W$ ). [1].

At hydraulic system for automatic control of the transmission is determined dependence of the control pressure from the speed of the internal combustion engine -  $P_y = f(n)$  and the equation of regulatory curves which represent the dependence of the relative displacement from the working pressure at parameter the control pressure  $K_v = f(\Delta p)$ . Depending on the type of used hydraulic machines and working conditions are classified following options, given in Table 1 and Table 2.

The coefficients  $K_o$  and  $K$  in the equations of the control pressure taken depending on the setting items (the corresponding adjustable throttle or valve) in the block for automatic control, that form this pressure.

The efficiency of the hydraulic machines is expressed in analytical form, depending from the relative hydro-mechanical losses ( $\Delta \bar{M}$ ) and the relative volumetric losses ( $\Delta \bar{Q}$ ), and as a function of the working volume ( $K_v$ ), working pressure ( $K_p$ ) and speed ( $K_n$ ), which are represented in the equations in dimensionless form under the assumption for constant temperature of the working fluid [2]. For some hydraulic machines on two of the leading manufacturing companies received various equations and coefficients, given in Table 3

Table 1: Soil conditions and slippage curve coefficients

Equation	Terrain	Factors and coefficients							
		qcp [kPa]	s [MPa]	L <sub>on</sub> [m]	A	B	C	D	f
$\delta = Af + BT + CT^D$	Cultivated field	29	0.2	1.34	0.0381	0.046/V	1.657/V	8	0.11
	Stubble	30	0.8	1.3	0.0194	0.023/V	0.83/V	8	0.07
	Meadow	30.5	1.9	1.28	0.0127	0.015/V	0.539/V	8	0.08
	Land road	31	2.5	1.26	0.0111	0.013/V	0.47/V	8	0.06

Table 2: Automatic adjustment of working volume of hydraulic machines

Manu- facturer	Equation of control pressure	Equation of adjustment characteristic	A		B		C	
Rexroth	$P_y = K_0 + K_n$	$K_v = A + B \cdot \Delta p + C \cdot \Delta p^2$	$a_0 + a_1 \cdot P_y$		$b_0 + b_1 \cdot P_y$		$c_0 + c_1 \cdot P_y$	
			$a_0$	$a_1$	$b_0$	$b_1$	$c_0$	$c_1$
			0.43434	0.09315	-0.0841	0.01625	-0.4587	-0.0909
Sauer	$P_y = K_n^2$	$K_v = A + B \cdot \Delta p$	A		B			
			$a_0 + a_1 P_y + a_2 P_y^2$		$b_0 + b_1 P_y + b_2 P_y^2$			
			$a_0$	$a_1$	$a_2$	$b_0$	$b_1$	$b_2$
			6.27794	-3.0958	11.2304	-0.5762	-0.3091	-0.00271

Table 3: Relative volumetric and hydromechanical losses in hydraulic machines

Manu- facturer	Loss types		Equation	Coefficients $\times 10^{-2}$							
				$a_1$	$a_2$	$a_3$	$a_4$	$a_5$	$a_6$	$a_7$	$a_8$
Rexroth	$\overline{\Delta Q}$	pumps A4V	$a_1 \cdot K_v a_2 \cdot K_n a_3 \cdot K_p a_4$	4.38	-7.6	65.7	167				
		motors A6V	$a_1 \cdot K_v a_2 \cdot K_n a_3 \cdot K_p a_4$	6.7	11.6	80.6	118				
	$\Delta \bar{M}$	pumps A4V	$a_1 K_n + a_2 K_n K_v^2 + \frac{1}{\frac{1}{a_3} + \frac{K_n}{a_4}} + \frac{1}{\frac{1}{a_5} + \frac{K_n}{a_6}} \cdot K_p$	1.25	2.52	366	0.33	3.65	3.51		
		motors A6V	$a_1 \cdot K_v a_2 \cdot K_n a_3 \cdot K_p a_4$	9.96	106	44.4	42.2				
Sauer	$\overline{\Delta Q}$	pumps SPV	$(a_1 + a_2 K_p + a_3 K_n + a_4 K_n K_p + a_5 K_n K_v + a_6 K_n K_v K_p) \cdot K_p$	0.38	0.51	2.87	1.46	1.22	0.04		
		motors SMV		0.39	0.5	2.86	1.47	1.22	0.04		
	$\Delta \bar{M}$	pumps SPV	$\frac{a_1 + a_2 K_n}{a_3 + K_n} (a_4 + K_v^3) K_p + \frac{a_5 + a_6 K_n}{a_7 + K_n} \cdot (1 + K_v) + a_8 \cdot (1 + K_v^3) \cdot K_n^2$	0.12	0.41	7.08	288	0.04	0.65	0.87	1.03
		motors SMV		0.13	0.46	6.81	257	0.03	0.63	0.92	1.03

Table 4. Fuel consumption of internal combustion engine

Equation	Fuel	Coefficients							
$a_0 + a_1 \bar{n} + a_2 \bar{M} + a_3 \bar{n} \bar{M} +$ $+ a_4 \bar{n}^2 + a_5 \bar{M}^2 + a_6 \bar{n} \bar{M}^2 +$ $+ a_7 \bar{M} \bar{n}^2 + a_8 \bar{n}^3 + a_9 \bar{M}^3 +$ $+ a_{10} \bar{n} \bar{M}^3 + a_{11} \bar{M} \bar{n}^3 +$ $+ a_{12} \bar{n}^2 \bar{M}^2 + a_{13} \bar{n}^4 +$ $+ a_{14} \bar{M}^4$	Gh	$a_0$	$a_1$	$a_2$	$a_3$	$a_4$	$a_5$	$a_6$	$a_7$
		6.604	2.557	3.047	1.129	0.542	0.454	0.146	0.412
		$a_8$	$a_9$	$a_{10}$	$a_{11}$	$a_{12}$	$a_{13}$	$a_{14}$	
		0.237	0.171	0.084	0.089	0.287	-0.17	0.018	
	g <sub>дв</sub>	$a_0$	$a_1$	$a_2$	$a_3$	$a_4$	$a_5$	$a_6$	$a_7$
		218.6	2.354	-8.02	-3.93	17.64	17.13	-1.44	7.945
		$a_8$	$a_9$	$a_{10}$	$a_{11}$	$a_{12}$	$a_{13}$	$a_{14}$	
		4.263	-7.41	3.058	-1.73	12.16	-8.9	5.151	

The fuel consumption pro hour (Gh) and the specific fuel consumption (g<sub>дв</sub>) on the combustion engine are presented in an analytical form by surfaces of fourth degree in the field of external speed characteristics, based on experimental data, obtained via trials on the testbed and processed with method of least. The type of the equation and the values of the coefficients are given in Table 4. They relate to encoded values of the factors a torque and rotational speed in the range from -1 to +1 ( $\bar{M}$  и  $\bar{n}$ ).

For the construction of pull characteristics is used a PC and a corresponding package applications. Besides automatic control of transmission at which collaboration between the engine and hydrostatic transmission, is determined by the type of automation and its assigned parameters, is provides also manual control of the pumps displacement. At manual control collaboration work with the motor is not uniquely defined and therefore is considered a private event, where the volume of the pump is amended so, that at different load on the transmission, the engine conserved constant power (nominal).

The package applications includes: program for selection of hydro machines and assembly schemes from database for hydrostatic machines; program for approximation of the characteristics of the blocks for

automatic control; program for approximation of the data for efficiency; program for approximation of the characteristics of the internal combustion engine; program to build a joint work between the engine and hydrostatic transmission; program for approximation of slipping data; program for the construction of the pull characteristics. As a result of the work of the various programs are receive the type of equations and their coefficients and visualization in graphic form. On fig. 1 to 7 are given the obtained results for one possible variant. On the pull characteristic are shown additional changing the flow (Q), work pressure ( $\Delta p$ ) and control pressure ( $P_y$ ) in hydrostatic transmission with increasing traction force and speed regime of the internal combustion engine (n) at work on external characteristics, determined by the setting of the system for automatic.

With these programs is possible to choose different variants of transmissions, operating conditions or vary the design parameters of the crawler machine and to assess their influence on its technical and operational indicators. To confirm the reliability of the theoretical results are used and experimental data for pulling characteristics of viticulture crawler tractor with such transmission [3].

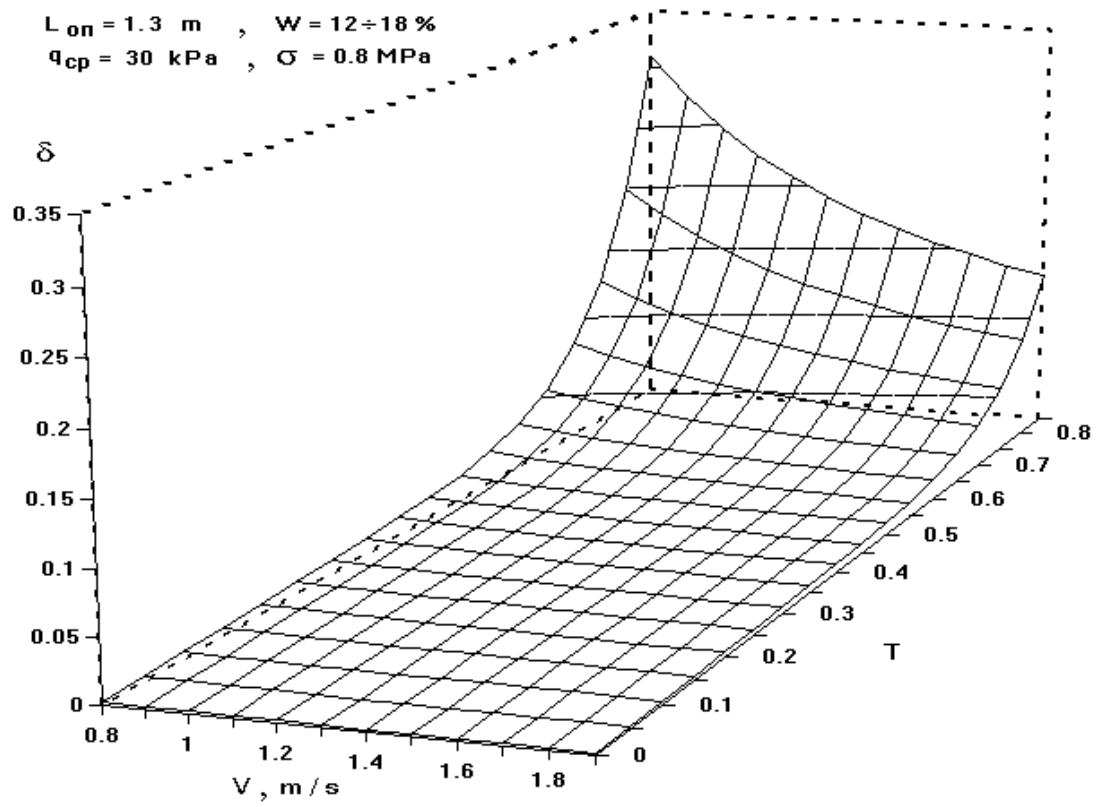


Fig. 1. Crawler engine slippage

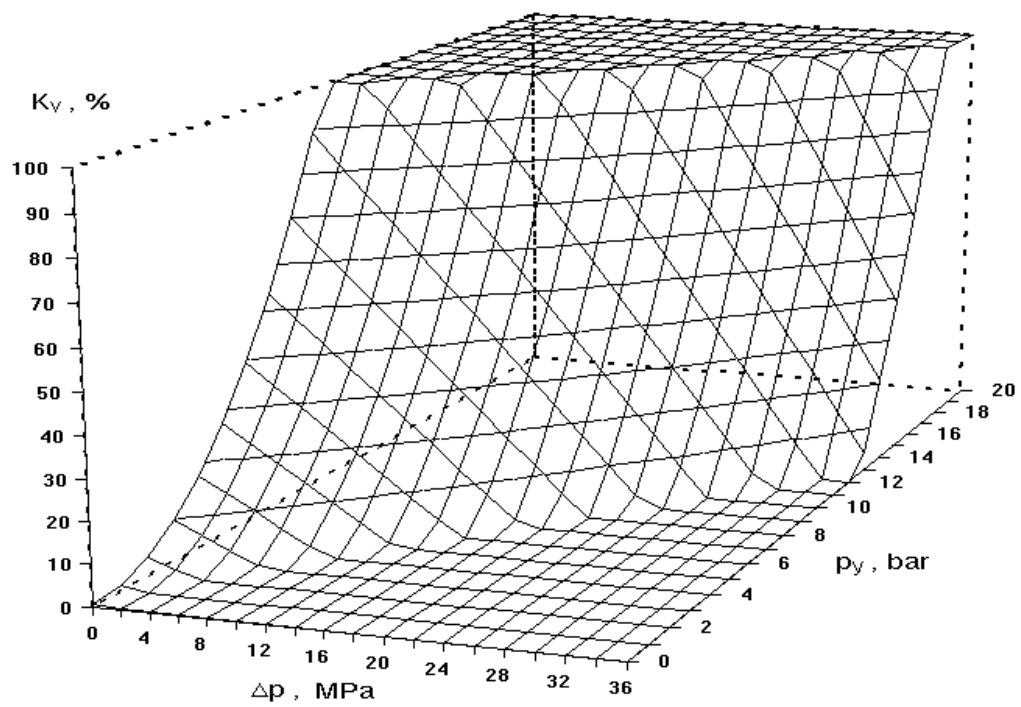


Fig. 2. Transmission regulatory characteristic

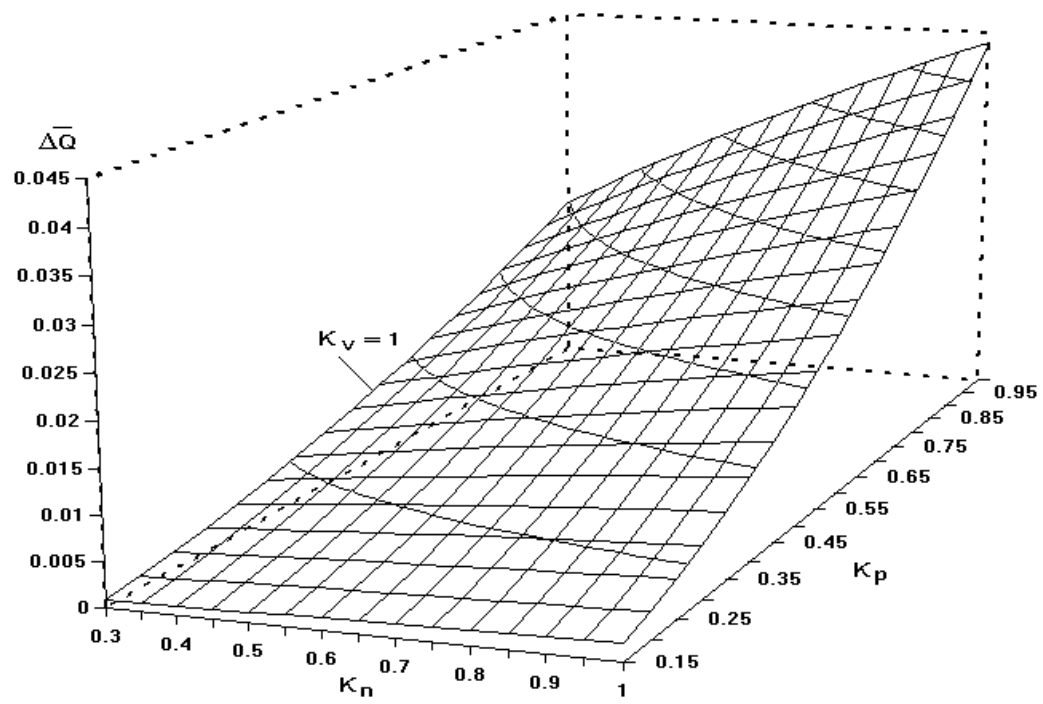


Fig. 3. Relative volumetric losses

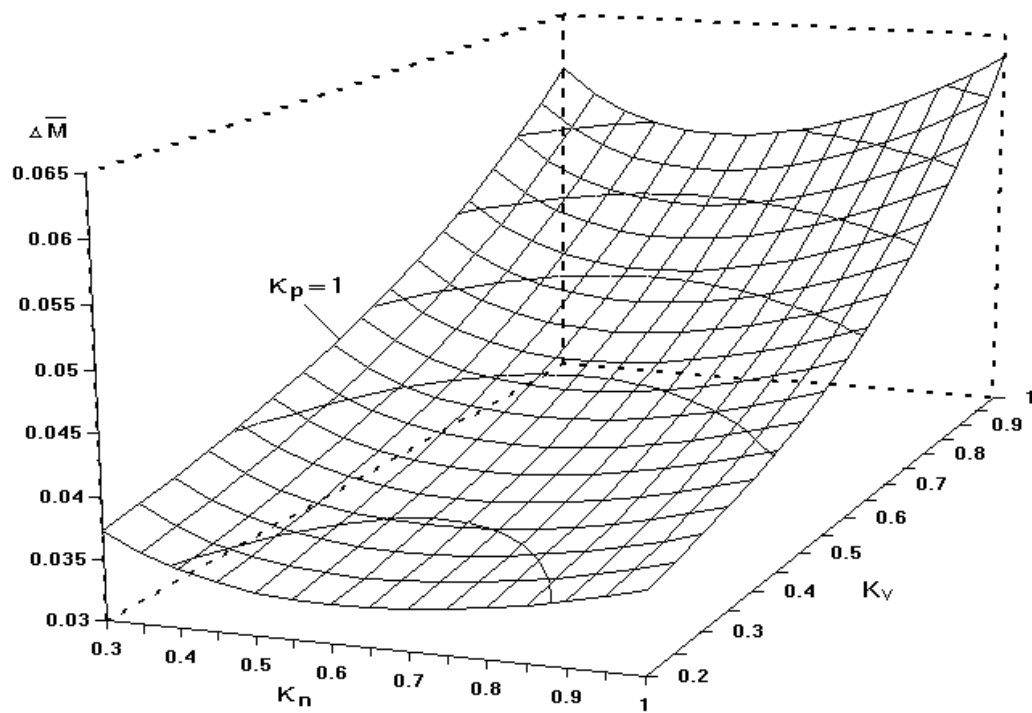


Fig. 4. Relative hydromechanical losses

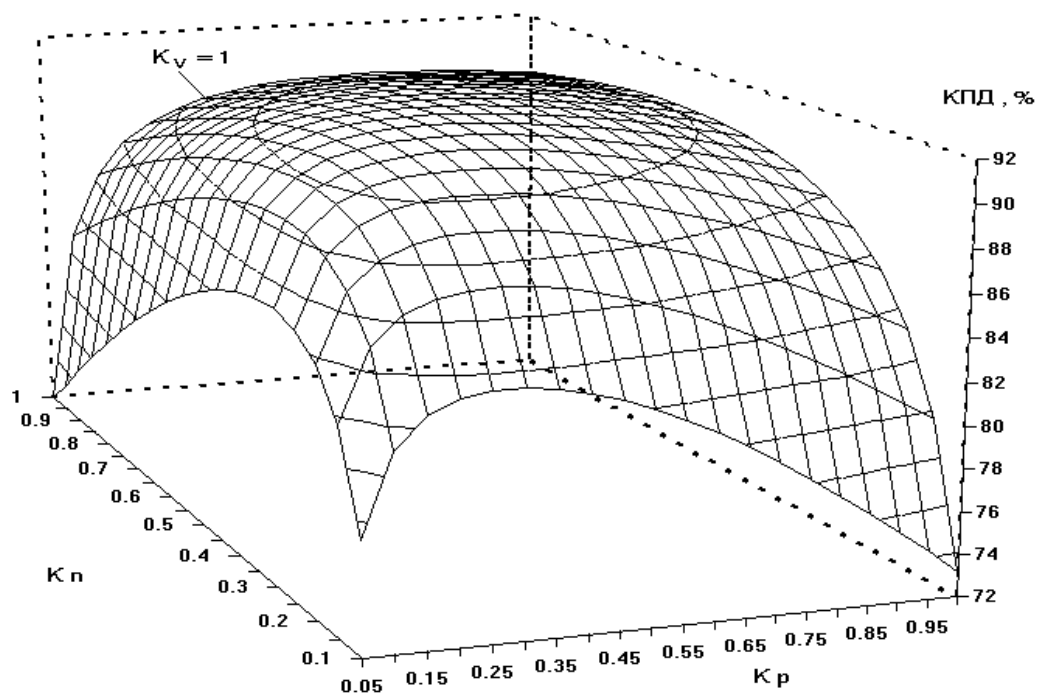


Fig. 5. Hydraulic machine efficiency

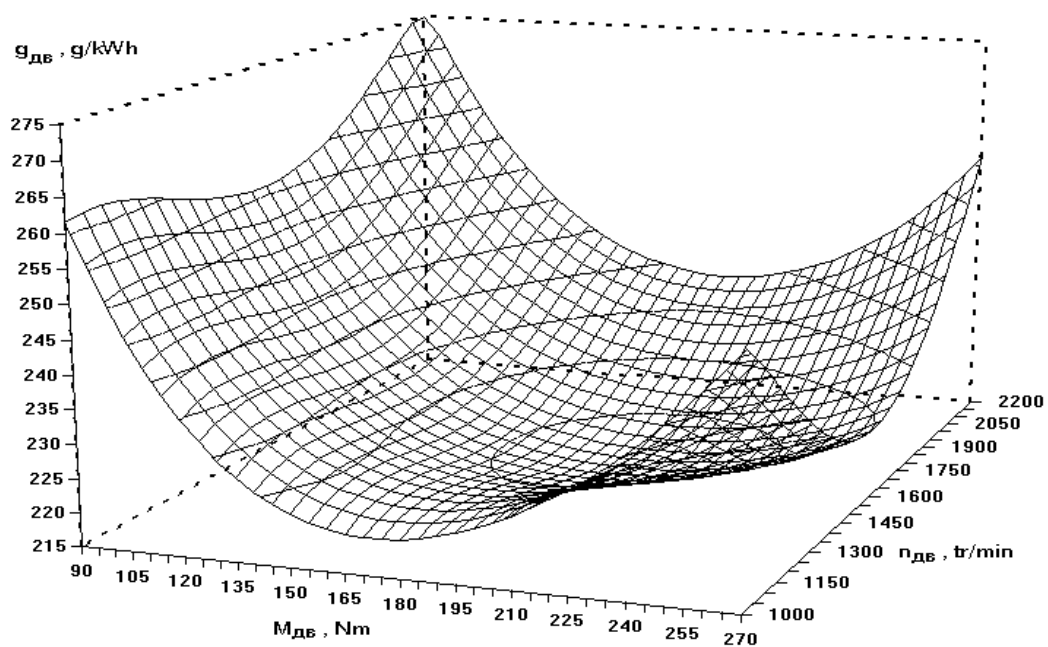


Fig. 6. Fuel consumption of internal combustion engine

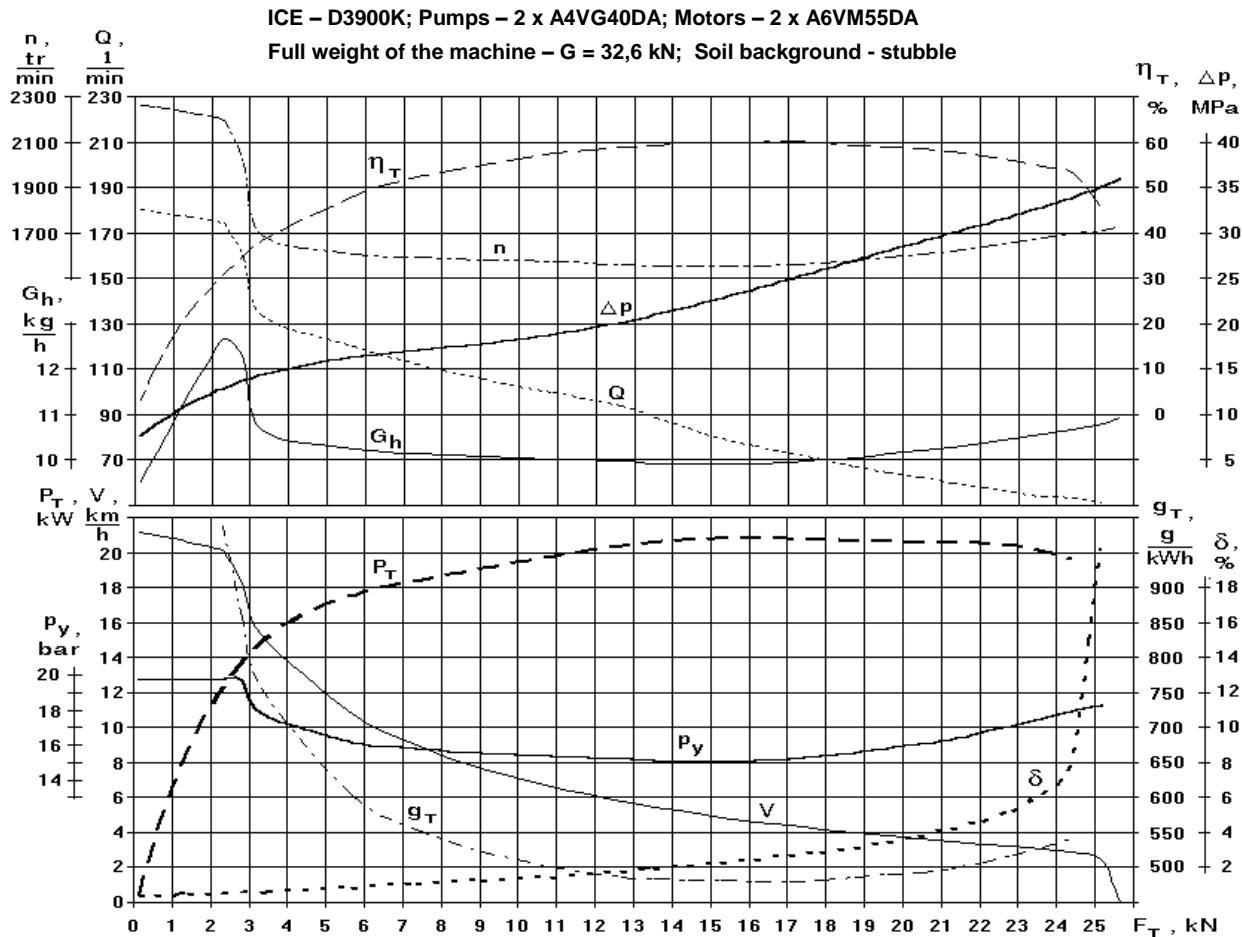


Fig. 7. Theoretical pull characteristic

### Conclusions

The proposed methodology and created on its base package applications represent an possible and accessible tool for analyzing the performance of the newly designed crawler tractors with hydrostatic transmission.

Are used analytical dependencies, based on experimental data regarding soil conditions, the characteristics of hydro-transmission, the internal combustion engine, etc., with which are simplified calculations and is achieved universality and flexibility of the programs.

The constructed theoretical pull characteristic of a concrete variant of the crawler machine with hydrostatic transmission shows good coincidence with the results, obtained experimentally with pulling test the same crawler machine.

### Bibliography

1. Анилович В.Я. и Ю.Т. Водолазченко, Конструирование и расчет сельскохозяйственных тракторов, под ред. Б.П.Кашуба, Москва, Машиностроение, 1976г.
2. Бабаев О. М., Игнатов Л. Н., Кисточкин Е. С. и Соколов Г. С., Объемные гидромеханические передачи, под общ. ред. Е. С. Кисточкина, Ленинград, Машиностроение, 1987г.
3. Гигов Б. и В. Драганов, Теглително изпитване на верижен трактор с хидрообемна трансмисия., сп. Селскостопанска техника, бр. 6/2001г.
4. Петров В. А., Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин, Москва, Машиностроение, 1988г.
5. Проспектни материали на фирмите Mannesmann-Rexroth, Sauer-Sundstrand и др.



Селскостопанска®  
техника

Agricultural  
Engineering

1 2002



## 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-тн инж. **БОЯН БОЯНОВ**  
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**

## EDITORIAL BOARD

Prof. Eng. **DIMITAR BAREV**, Ph. D.  
Editor-in-charge  
Assos. Prof. Eng. **NIKOLAY MARKOV**, Ph.D.  
Prof. Eng. **ZDRAVKO KURDOV**, Ph. D.  
Assos. Prof. Eng. **NIKOLA DOSEV**, Ph. D.  
Assos. Prof. Eng. **MIHO MIHOV**, Ph. D.  
Assos. Prof. Eng. **PLAMEN PETKOV**, Ph. D.  
Prof. Eng. **BOYAN BOYANOV**, Dr. Sci.  
Assos. Prof. 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“

## Journal „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: 5.5  
Авторски коли: 5.56  
Коректор: Е. Симеонова

Печат:  
**Печатница при ЦНТИ**  
бул. „Цариградско шосе“ 125, бл. 1

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 XXXIX, 1/2002, София

Volume XXXIX, 1/2002, Sofia

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

## **СЪДЪРЖАНИЕ**

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

**Tillage energy demands**

*V. Vavra, Hr. Beloev* ..... 3

**Кинематика на режещи апарати за надробяване на изрязани клони**

*Ж. Русалимов, С. Мандраджиев* ..... 7

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

**Оптимизиране на параметрите на механизъм за окачване и задълбаване на дискови ботуши**

*С. Стоянов, Хр. Белоев, М. Михайлов* ..... 11

**Моделиране на теглителната характеристика на верижен трактор с хидрообемна трансмисия**

*Б. Гигов, В. Драганов* ..... 18

### **МАШИНОИЗПОЛЗВАНЕ И РЕМОНТООБСЛУЖВАЩА ДЕЙНОСТ**

**Изследване износването на триещи се двоици при сработване**

*Г. Тончев, М. Николов, Л. Станев* ..... 25

### **ТЕХНОЛОГИИ И ТЕХНИКИ В НАПОЯВАНЕТО**

**A model for land use and optimisation of regional irrigation water distribution**

*E. Stavrinou, Ch. Paschalidis, P. Dimitrov* ..... 29

**Капкообразователи КП 4,6 с повишена студостойчивост**

*В. Флоров* ..... 35

**Определяне височината на повдигане на регулиращо съоръжение тип ЩИТ**

*Г. Патаманска* ..... 39



## CONTENTS

### MECHANIZATION AND AUTOMATION IN PLANT GROWING

Енергоемкост на оранта <i>B. Вавра, Хр. Белоев</i> .....	3
Kinematics of Cutting Machines for Pruned - Off Branch Chopping <i>Zh. Rusalimov, S. Mandradjiev</i> .....	7

### DEVELOPMENT, TESTING AND INTRODUCTION OF AGRICULTURAL MACHINERY

Parameter Optimization of Suspension and Dig-Down Mechanism of Openers /SDMO/ <i>S. Stoyanov, Hr. Beloev, M. Mihailov</i> .....	11
Modeling of Pull Parameters of Crawler Tractor with Powershift Transmission <i>B. Gigov, V. Draganov</i> .....	18

### USE AND MAINTENANCE OF THE MACHINES

Investigation of initial friction of two mechanism- <i>G. Tonchev, M. Nikolov, L. Stanev</i> .....	25
-------------------------------------------------------------------------------------------------------	----

### TECHNOLOGIES AND EQUIPMENT FOR IRRIGATION

Модел за използване на земята и за оптимизация на регионалното разпределение на водата за напояване <i>Е. Ставринос, Хр. Пасхалидис, П. Димитров</i> .....	29
KP 4,6 drippers with higher cold resistant <i>V. Florov</i> .....	35
Estimation of the regulator type gate opening <i>G. Patamanska</i> .....	39

# 50 ГОДИНИ

секция „Механизация в животновъдството“  
при НИМЕСС/ИММ – София

\*\*\*\*\*

Честит юбилей, колеги!



# Моделиране на теглителната характеристика на верижен трактор с хидрообемна трансмисия

Бойко Гигов, Вътко Драганов

Технически университет, София – 1756

Теоретичното построяване на теглителната характеристика има важно значение за предварителна оценка на показателите на новопроектираните трактори или други теглителни машини. При наличие на хидрообемна безстепенна трансмисия построяването на тази характеристика се отличава с някои особености, които усложняват в известна степен методиката в сравнение с машините, които използват конвенционалната механична степенна трансмисия.

При верижните трактори най-често се използват два независими хидрообемни кръга, което се явява по-общ случай на компоноване на машините с хидрообемна трансмисия и позволява предлаганата методика да бъде валидна и за колесни теглителни машини с такава трансмисия. [4]

За построяване на теглителната характеристика на верижен трактор с хидрообемна трансмисия е необходимо предварително да се уточни схемата на трансмисията и типоразмерите на хидромашините, а също така и основните им характеристики, взети от производителя. [5] Освен максималното работно налягане, максималната честота на въртене и максималният работен обем на хидромашините са необходими и опитни данни за обемния и хидромеханичният коефициент на полезно действие, респективно за обемните и хидромеханичните загуби и за регулаторната характеристика на системата за автоматично управление (ако има такава), които се изразяват в аналитичен вид чрез апроксимация на опитните данни. Необходими са също параметрите на пътя и данни за конструкцията на проектирания трактор и верижния двигател.

Кривата на буксуване на верижния двигател е удобно също да се представи в аналитичен вид въз основа на опитни данни за различни почвени

условия, характеризиращи се с коефициентите на съпротивление от придвижване  $f$  и на буксуване  $\delta$ , (изразен като функция на теглителната сила –  $F_T$  или на теглителния фактор –  $T = F_T/G$ ). Отчита се и влиянието върху буксуването на постъпателната скорост  $V$ , на средното налягане на двигателя върху почвата  $q_{cp}$ , на дължината на опорната повърхнина на веригите  $L_{оп}$ , на средната твърдост на терена  $\sigma$  на дълбочина 5 до 10 cm и на влажността му,  $W$ . [1].

При хидравлична система за автоматично управление на трансмисията се определя зависимостта на управляващото налягане от честотата на въртене на двигателя с вътрешно горене –  $P_y = f(n)$  и уравнението на регулаторните криви, представляващи зависимост на относителния работен обем от работното налягане при параметър управляващо налягане  $K_y = f(\Delta p)$ . В зависимост от типа на използваните хидромашини и условията на работа са систематизирани следните варианти, дадени в таблица 1 и таблица 2.

Коефициентите  $K_0$  и  $K$  в уравненията на управляващото налягане се приемат в зависимост от настройката на елементите (съответния регулируем дросел или клапан) в блока за автоматично управление, формиращи това налягане.

Коефициентът на полезно действие на хидромашините се изразява в аналитичен вид чрез относителните хидромеханични  $\Delta M$  и относителните обемни  $\Delta Q$  загуби, като функция на работния обем  $K_v$ , работното налягане  $K_p$  и честотата на въртене  $K_n$ , представени в уравненията в безразмерен вид, при допускане за постоянна температура на работния флуид [2]. За някои хидромашини на две от водещите фирми производителки са получени различни уравнения и коефициенти дадени в таблица 3.

Таблица 1. Почвени условия и коефициенти на кривата на буксуване  
Table 1. Soil conditions and slippage curve coefficients

Уравнение/Equation	Терен/Terrain	Фактори и коефициенти/Factors and coefficients							
		$q_{cp}$ [kPa]	$\sigma$ [MPa]	$L_{оп}$ [m]	A	B	C	D	f
$\delta = Af + Bt + Ct^2$	Култивирано поле/Cultivated field	29	0.2	1.34	0.0381	0.046/V	1.657/V	8	0.11
	Стърнище/Stubble	30	0.8	1.3	0.0194	0.023/V	0.83/V	8	0.07
	Ливада/Meadow	30.5	1.9	1.28	0.0127	0.015/V	0.539/V	8	0.08
	Земен път/Land road	31	2.5	1.26	0.0111	0.013/V	0.47/V	8	0.06



Часовият  $G_h$  и специфичният  $g_{дв}$  разход на гориво на двигателя с вътрешно горене са представени в аналитичен вид чрез повърхнини от четвърта степен в полето на външната скоростна характеристика въз основа на опитни данни, получени при стендови изпитания и обработени по метода на най-малките квадрата.

Видът на израза и стойностите на коефициентите са дадени в таблица 4. Те се отнасят за кодирани стойности на факторите въртящ момент и честота на въртене в диапазона от  $-1$  до  $+1$  ( $\bar{M}$  и  $\bar{n}$ ).

За построяването на теглителната характеристика се използва персонален компютър и съ-

**Таблица 2.** Автоматично регулиране на работния обем на хидромашините  
**Table 2.** Automatic adjustment of working volume of hydraulic machines

Производител/ Manufacturer	Уравнение на управл. налягане/ Equation of control pressure	Уравнение на регулаторната характеристика/ Equation of adjustment characteristic	A		B		C	
			$a_0 + a_1 \cdot P_y$		$b_0 + b_1 \cdot P_y$		$c_0 + c_1 \cdot P_y$	
Rexroth	$P_y = K_0 + k \cdot n$	$K_v = A + B \cdot \Delta p + C \cdot \Delta p^2$	$a_0$	$a_1$	$b_0$	$b_1$	$c_0$	$c_1$
			0.43434	0.09315	-0.0841	0.01625	-0.4587	-0.0909
Sauer	$P_y = k \cdot n^2$	$K_v = A + B \cdot \Delta p$	$a_0 + a_1 \cdot P_y + a_2 \cdot P_y^2$		$b_0 + b_1 \cdot P_y + b_2 \cdot P_y^2$			
			$a_0$	$a_1$	$a_2$	$b_0$	$b_1$	$b_2$
			6.27794	-3.0958	11.2304	-0.5762	-0.3091	-0.00271

**Таблица 3.** Относителни обемни и хидромеханични загуби в хидромашините  
**Table 3.** Relative volumetric and hydromechanical losses in hydraulic machines

производител	Видове загуби/ Loss types	Уравнение/Equation	Коефициенти $\times 10^{-2}$ /Coefficients $\times 10^{-2}$							
			$a_1$	$a_2$	$a_3$	$a_4$	$a_5$	$a_6$	$a_7$	$a_8$
Rexroth	$\Delta \bar{Q}$	помпи A4V/pumps A4V	$a_1 \cdot K_v^{a_2} \cdot K_n^{a_3} \cdot K_p^{a_4}$	4.38	-7.6	65.7	167			
		мотори A6V/motors A6V	$a_1 \cdot K_v^{a_2} \cdot K_n^{a_3} \cdot K_p^{a_4}$	6.7	11.6	80.6	118			
	$\Delta \bar{M}$	помпи A4V/pumps A4V	$a_1 K_n + a_2 K_n K_v^2 + \frac{1}{a_3 + \frac{k_n}{a_4}} + \frac{1}{a_5 + \frac{k_n}{a_6}} \cdot k_p$	1.25	2.52	366	0.33	3.65	3.51	
		мотори A6V/motors A6V	$a_1 \cdot K_v^{a_2} \cdot K_n^{a_3} \cdot K_p^{a_4}$	9.96	106	44.4	42.2			
Sauer	$\Delta \bar{Q}$	помпи SPV/pumps SPV	$(a_1 + a_2 K_p + a_3 K_n + a_4 K_n K_p + a_5 K_n K_v + a_6 K_n K_v K_p) \cdot K_p$	0.38	0.51	2.87	1.46	1.22	0.04	
		мотори SMV/motors SMV	$a_6 K_n K_v K_p \cdot K_p$	0.39	0.5	2.86	1.47	1.22	0.04	
	$\Delta \bar{M}$	помпи SPV/pumps SPV	$\frac{a_1 + a_2 K_n}{a_3 + K_n} (a_4 + k_v^2) K_p + \frac{a_5 + a_6 K_n}{a_7 + K_n} \cdot (1 + k_v) +$	0.12	0.41	7.08	288	0.04	0.65	0.87
		мотори SMV/motors SMV	$+ a_8 \cdot (1 + k_v^2) k_n^2$	0.13	0.46	6.81	257	0.03	0.63	0.92

**Таблица 4.** Разход на гориво на ДВГ  
**Table 4.** Fuel consumption of internal combustion engines

Уравнение/Equation	Разход/Fuel	Коефициенти/Coefficients							
$a_0 + a_1 \cdot \bar{n} + a_2 \cdot \bar{M} + a_3 \cdot \bar{n} \cdot \bar{M} + a_4 \cdot \bar{n}^2 + a_5 \cdot \bar{M}^2 + a_6 \cdot \bar{M}^2 + a_7 \cdot \bar{M} \bar{n}^2 + a_8 \cdot \bar{n}^3 + a_9 \cdot \bar{M}^3 + a_{10} \cdot \bar{n} \cdot \bar{M}^3 + a_{11} \cdot \bar{M} \cdot \bar{n}^3 + a_{12} \cdot \bar{n}^2 \cdot \bar{M}^2 + a_{13} \cdot \bar{n}^4 + a_{14} \cdot \bar{M}^4$	$G_h$	$a_0$	$a_1$	$a_2$	$a_3$	$a_4$	$a_5$	$a_6$	$a_7$
		6.604	2.557	3.047	1.129	0.542	0.454	0.146	0.412
		$a_8$	$a_9$	$a_{10}$	$a_{11}$	$a_{12}$	$a_{13}$	$a_{14}$	
		0.237	0.171	0.084	0.089	0.287	-0.17	0.018	
	$g_{дв}$	$a_0$	$a_1$	$a_2$	$a_3$	$a_4$	$a_5$	$a_6$	$a_7$
		218.6	2.354	-8.02	-3.93	17.64	17.13	-1.44	7.945
		$a_8$	$a_9$	$a_{10}$	$a_{11}$	$a_{12}$	$a_{13}$	$a_{14}$	
		4.263	-7.41	3.058	-1.73	12.16	-8.9	5.151	



ответен пакет приложни програми. Освен автоматично управление на трансмисията, при което съвместната работа между двигателя и хидрообемната трансмисия се определя от вида на автоматиката и зададените ѝ параметри, се предвижда и ръчно управление на работния обем на помпата. При ръчното управление съвместната работа с двигателя не е еднозначно определена и затова се приема частният случай, когато обемът на помпата се изменя така, че при различно натоварване на трансмисията двигателят да запазва постоянна мощност (номиналната).

Пакетът приложни програми включва: програма за избор на хидромашините и компоновката от база данни за обемни хидромашини; програма за апроксимация на характеристиките на блока за автоматично управление; програма за апроксимация на данните за коефициента на полезно действие; програма за апроксимация на характеристиките на двигателя с вътрешно горене; програма за построяване на съвместната работа между двигателя и хидрообемната трансмисия; програма за апроксимация на данните от буксуването; програма за построяване на теглителната характеристика. Като резултат от работата на отделните програми се получават видът и коефициентите на уравненията и онагледяване в графичен вид. На фиг. 1 до 7 са дадени получените резултати за

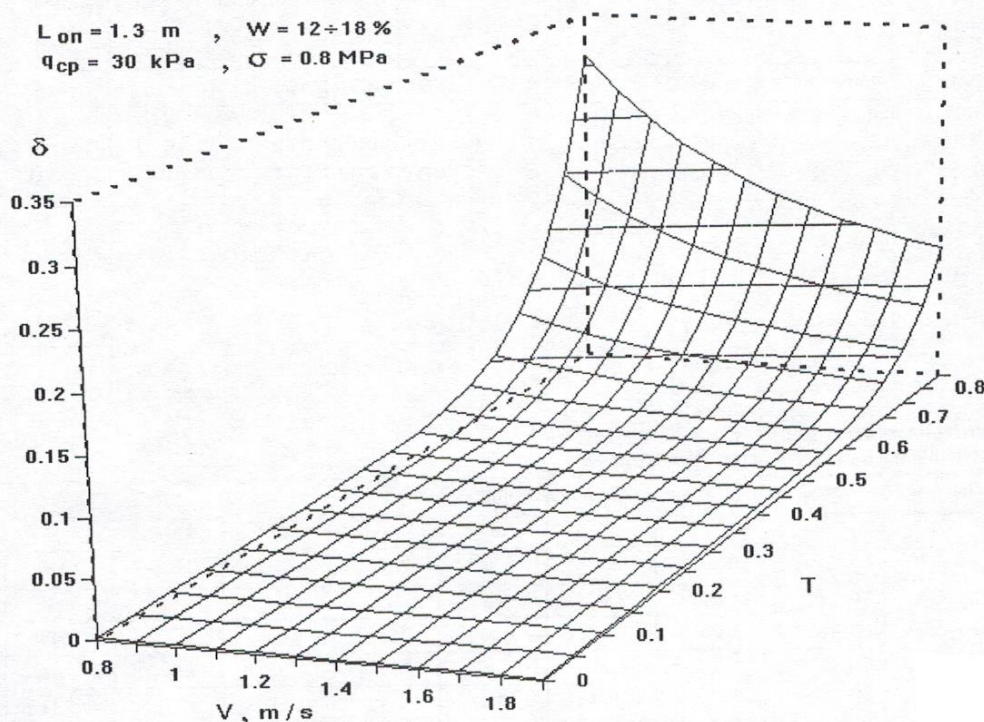
един възможен вариант. На теглителната характеристика са показани допълнително изменението на дебита  $Q$ , работното  $\Delta p$  и управляващото  $P_y$  налягане в хидрообемната трансмисия при нарастване на теглителното натоварване и скоростния режим на двигателя с вътрешно горене  $n$  при работа по външната характеристика, определен от настройката на системата за автоматично управление.

С помощта на тези програми е възможно да се избират различни варианти на трансмисията, условията на експлоатация или да се варира с конструктивните параметри на верижната машина и да се оценява тяхното влияние върху технико-експлоатационните ѝ показатели. За потвърждаване достоверността на получените теоретично резултати, са използвани и опитни данни за теглителната характеристика на верижен лозарски трактор с такава трансмисия [3].

### ИЗВОДИ

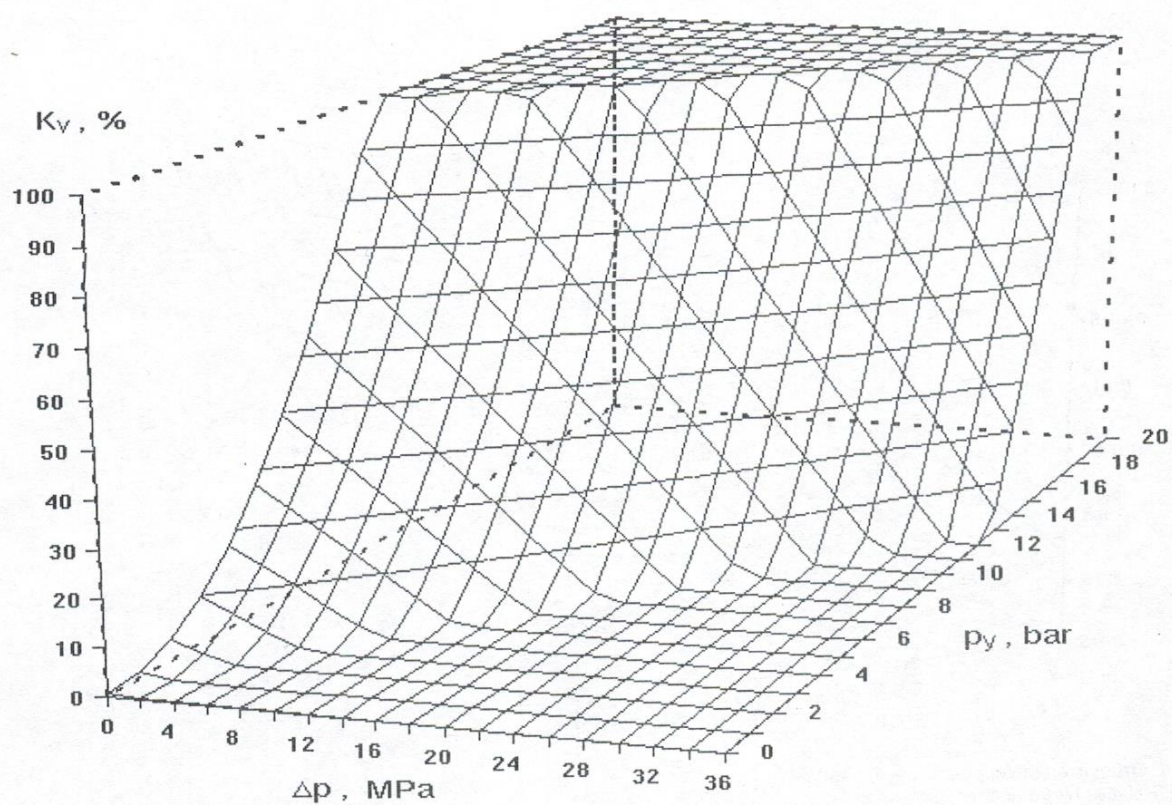
Предложената методика и създаденият на нейна основа пакет приложни програми представляват един възможен и достъпен инструмент за анализ на показателите на новопроектираните верижни трактори с хидрообемна трансмисия.

Използвани са аналитични зависимости базирани на опитни данни, касаещи почвените условия, характеристиките на хидротрансмисията,

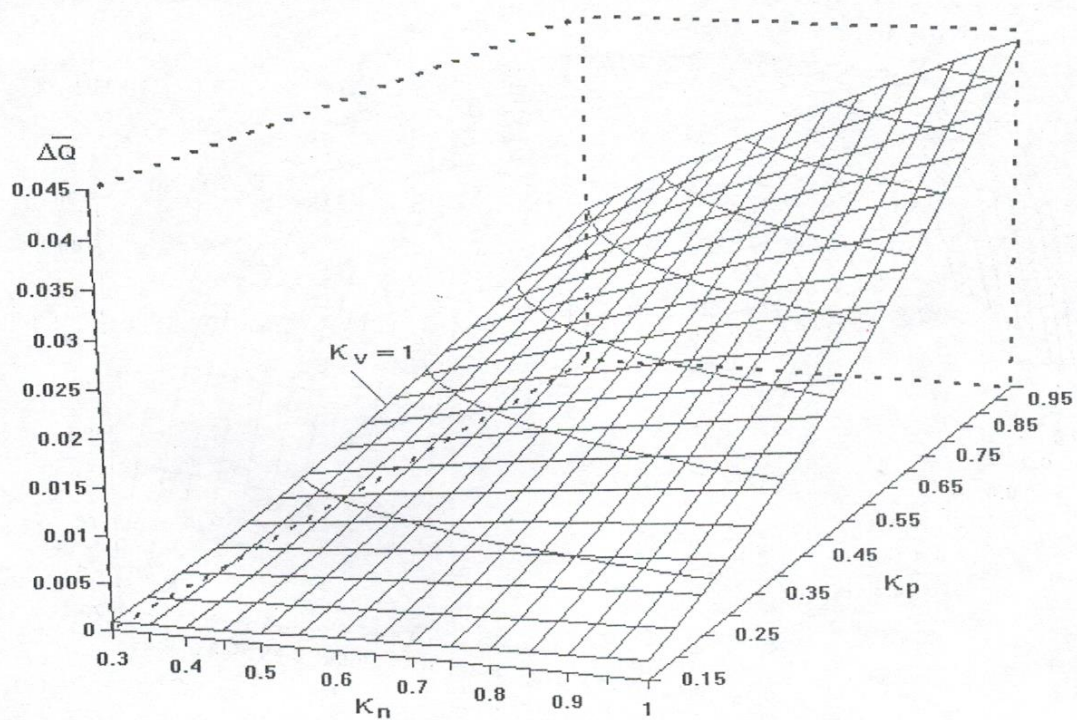


Фиг. 1. Буксуване на верижния двигател  
Fig. 1. Crawler engine slippage



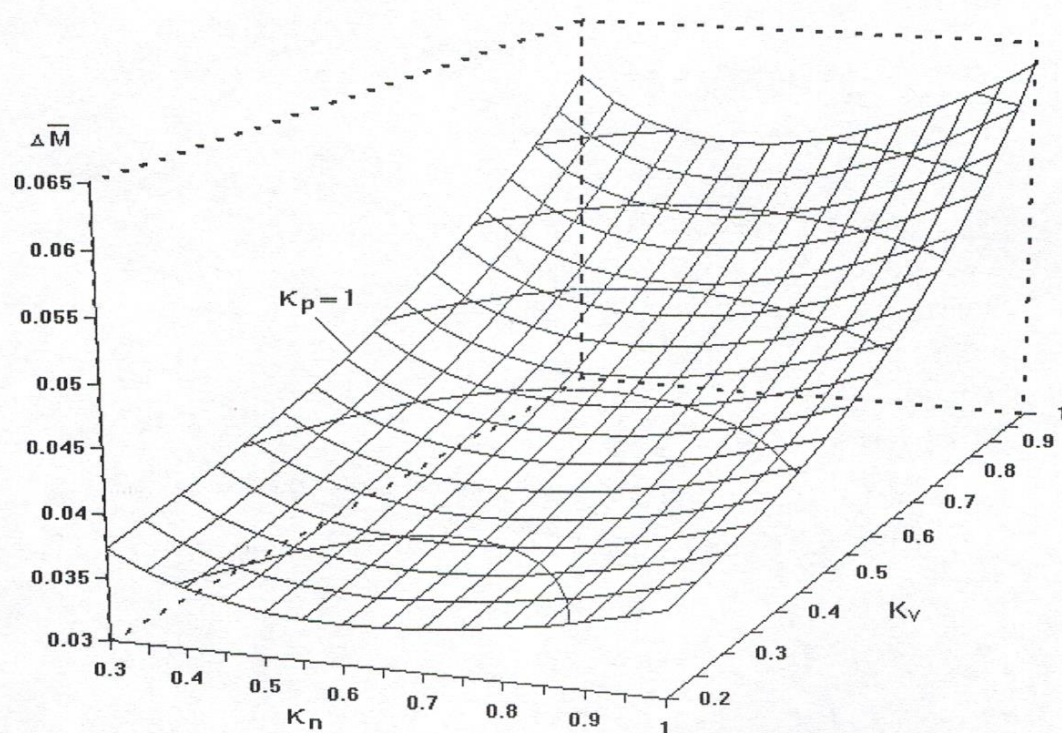


Фиг. 2. Регулаторна характеристика на трансмисията  
Fig. 2. Transmission regulatory characteristic

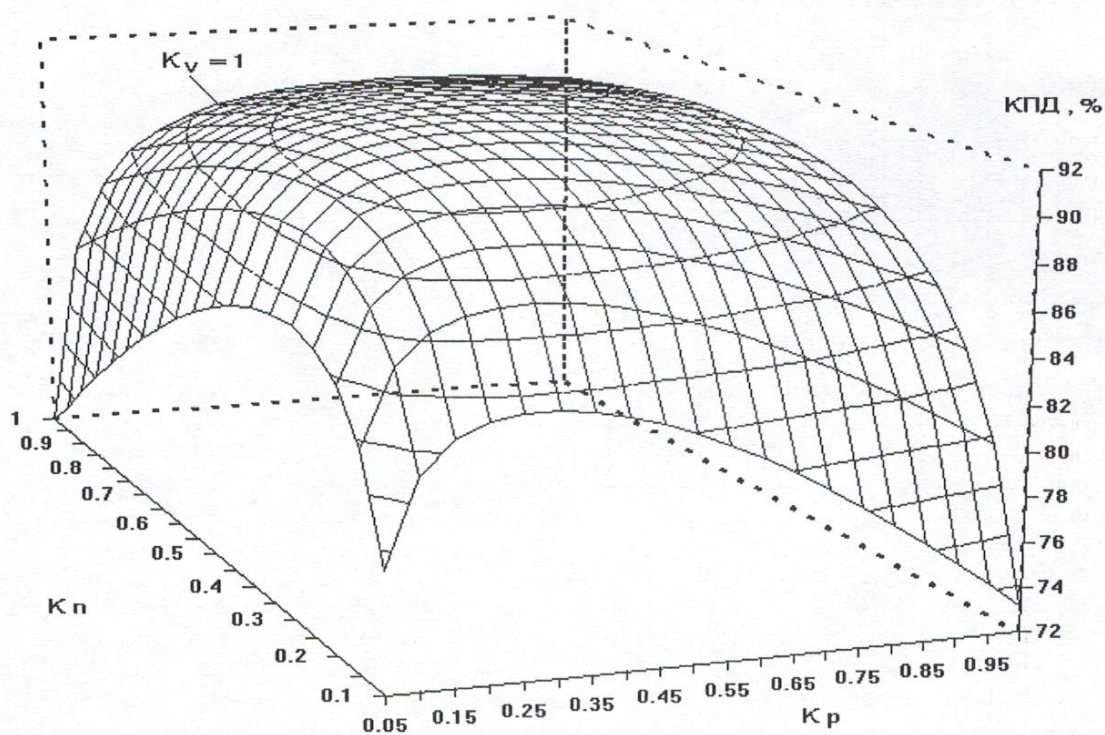


Фиг. 3. Относителни обемни загуби  
Fig. 3. Relative volumetric losses



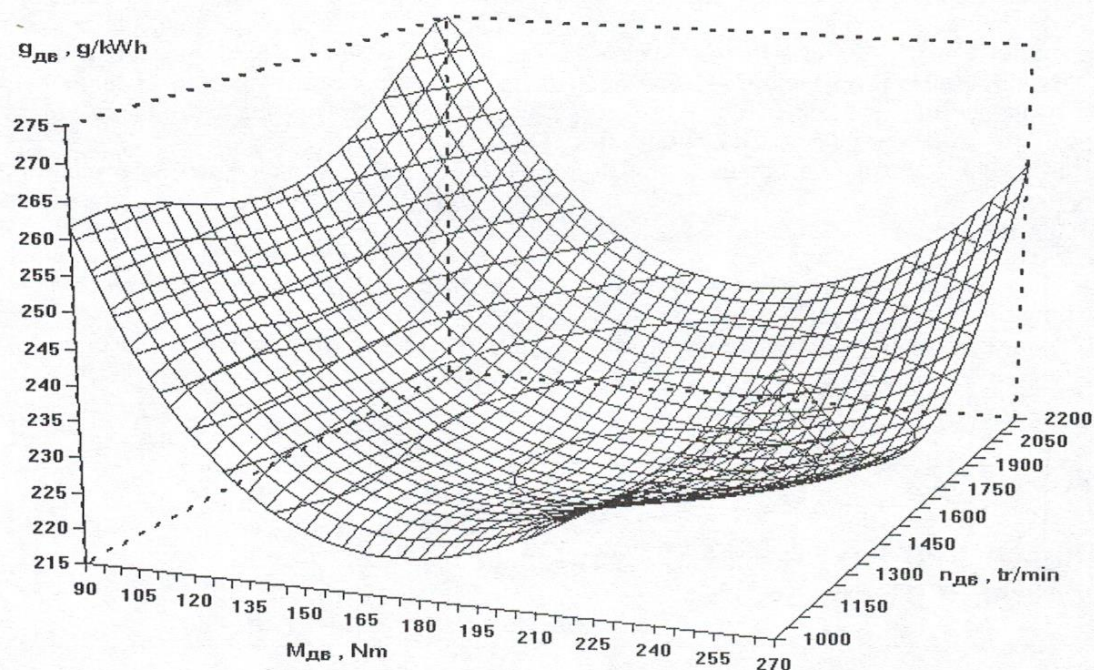


Фиг. 4. Относителни хидромеханични загуби  
Fig. 4. Relative hydromechanical losses

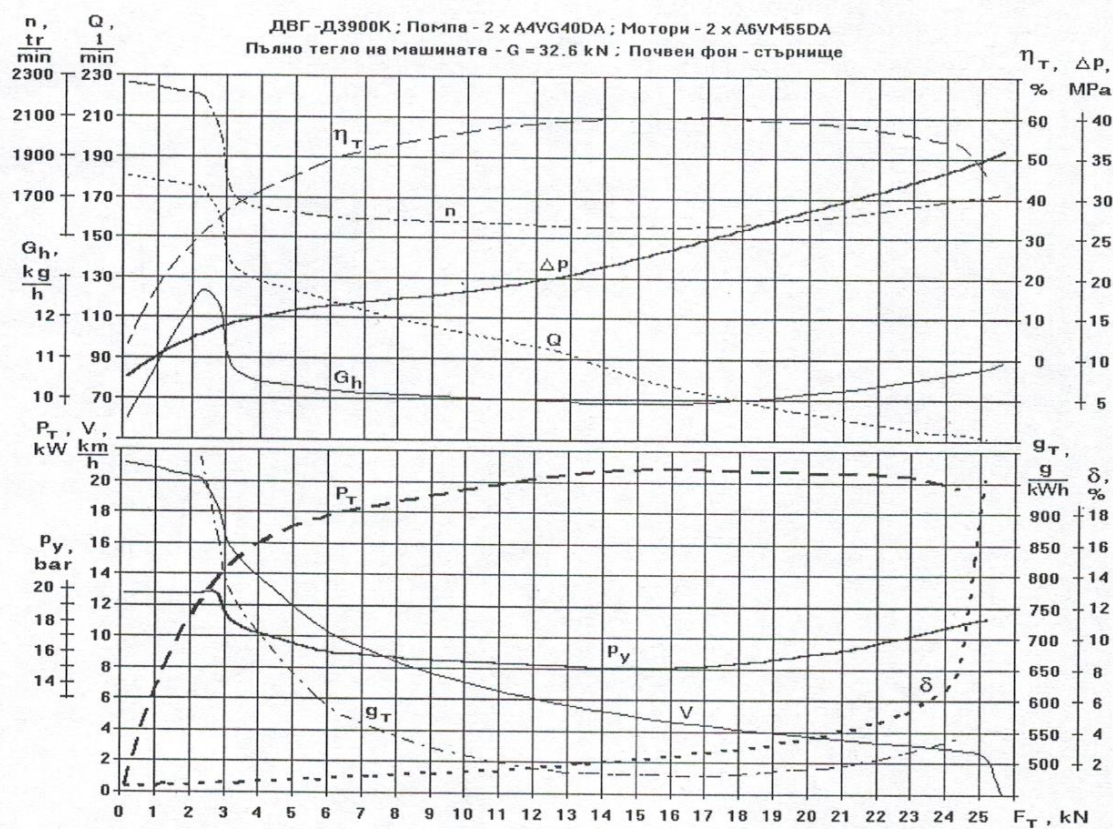


Фиг. 5. Коефициент на полезно действие на хидромашините  
Fig. 5. Hydraulic machine efficiency





Фиг. 6. Разход на гориво на ДВГ  
Fig. 6. Fuel consumption of internal combustion engine



Фиг. 7. Теоретична теглителна характеристика  
Fig. 7. Theoretical pull characteristic



двигателя с вътрешно горене и др., с което се опростяват пресмятанията и се постига универсалност и гъвкавост на програмите.

Построената теоретично теглителна характеристика на един конкретен вариант на верижна машина с хидрообемна трансмисия показва добро съвпадение с резултатите, получени по опитен път при теглително изпитване на същата верижна машина.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Анилович, В. Я. и Ю. Т. Водолазченко, Конструирование и расчет сельскохозяйственных тракторов, под ред. Б. П. Кашуба, Москва, Машиностроение, 1976 г.

2. Бабаев, О. М. и др., Объемные гидромеханические передачи, под общ. ред. Е. С. Кисточкина, Ленинград, Машиностроение, 1987 г.

3. Гигов, Б. и В. Драганов, Теглително изпитване на верижен трактор с хидрообемна трансмисия., сп. Селскостопанска техника, 2001, №6

4. Петров, В. А., Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин, Москва, Машиностроение, 1988г.

5. Проспектни материали на фирмите Mannesmann-Rexroth, Sauer-Sundstrand и др.

*Статията е постъпила в редакцията на 02.04.2002 г.*

## Modeling Of Pull Parameters of Crawler Tractor with Powershift Transmission

*B. Gigov, V. Draganov*

*Technical University – Sofia – 1756*

#### ABSTRACT

The paper presents a method for development of technical pull characteristic of crawler tractors with powershift transmission and the PC software package based thereon for analytical presentation of soil parameters, hydraulic machines and transmission automatic control system, internal combustion engine parameters, etc.

The methodology allows preliminary assessment of indices of newly designed crawler machines with powershift transmission and effect analysis of various structural and performance factors.