

## USE AND MAINTENANCE OF THE MACHINES

## ANALYSIS OF HYDROMOTORWHEELS FOR CRAWLER TRACTORS

**Boyko Gigov**

Technical University, Sofia 1756

**Abstract:** The paper discusses relative indices for evaluation of combining different hydraulic motors and planet reducing gears, taken as ready items and designed for crawler vehicles. Graphic presentation is provided and analysis of the variation of those indices depending on gear ratio and maximum output torque of the reducer.

In the design of tracked machines with hydrostatic drive are used most often axial-piston high-speed hydraulic motors with low-torque in combination with planetary reducer. Constructors have two options - to develop planetary reducer specifically for the new machine with parameters that correspond exactly of the terms of reference or use the finished articles by making compromises with their parameters, which generally will not quite fit their requirements. What are the possibilities for combining of the hydraulic and mechanical part in this event and how to choose the individual finished articles (hydraulic and gear reducer) to get full use of materials and good relative mass and overall performance? These issues are clarified via analyzing the performance of combinations of hydraulic motors and mechanical gear reducers of companies-producers.

Usually companies that manufacture hydraulic motors offer them with bundled one-, two- or three-stage planetary gears tailored with flange for mounting hydraulic motor. One and the same planetary reducer could be combined with different types by standard size or by construction axial-piston hydraulic motors. Or vice versa - one and the same hydraulic motor may be combined with various reducers. Basic premise when selecting of the reducer is the required gear ratio. At tracked machines it turns out relatively large (60 to 140), which requires application of the three-stage planetary reducer with appropriate size and mass to embed on caterpillar tracks.

Besides gear ratio ( $i_p$ ), size (D and L) and mass ( $m_p$ ), other important indicators of these reducers are allowable radial load ( $F_z$ ), the maximum permissible output speed ( $n_{izx,max}$ ) and maximum output torque ( $M_{izx,max}$ ), by which are classified and mean. At some of these are integrated and multi-disc brakes on the input shaft, on which is prescribed maximum braking torque ( $M_{cpl,max}$ ).

On the other hand hydraulic motors are characterized by a maximum working pressure ( $\Delta p_{max}$ ), maximum working volume ( $V_{XM,max}$ ), by which are classified, the maximum rotational speed ( $n_{XM,max}$ ), masse ( $m_{XM}$ ), moment of inertia of the rotating parts ( $J_{XM}$ ), the geometric dimensions and others.

From the standpoint of necessary starting performance of the machine (speed and driving force) it is evident that

the larger gear ratio of the gear unit requires a smaller standard size of the hydraulic motor and vice versa. On the one hand the working volume of the hydraulic motor is connected with the working volume of the pump, with the number of motors used in the composition of the projected hydrostatic transmission and a certain sense with its structure. In all cases, the minimum allowable working volume of hydraulic motor is determined by its ability to assume the maximum flow of the pump, at maximum authorized rotational speed the hydraulic motor. On the other hand the higher gear ratio suggests more planetary rows, more complex design of the gear reducer, higher price and lower efficiency.

Additional considerations in the selection of the working volume the hydraulic motor can be: optimal mode of operation; mass and gauge parameters; optimal combination with existing mechanical reducer, the geometric parameters of the patency of the crawler machine and others. And in choosing the sizes of the gear unit via the maximum output torque, must be respected and the condition in grip on the crawler drive with soil.

To assess the degree of use of hydraulic motor (respectively of the gear unit), combined with various reducers, are offered the following relative indicators:

- utilization factor of hydraulic motor to working pressure:

$$(1) \quad K_p = \frac{\Delta p_{\text{don}}}{\Delta p_{max}}, \text{ MPa},$$

where  $\Delta p_{max}$  is maximum working pressure of the respective type hydraulic motor by catalog, and  $\Delta p_{\text{don}}$  is allowable working pressure, determined on the basis the maximum output torque of the gear unit:

$$(2) \quad \Delta p_{\text{don}} = \frac{2\pi \cdot M_{izx,max}}{\eta_p \cdot i_p \cdot V_{XM,max}}, \text{ MPa}$$

$\eta_p$  - efficiency of the gear unit;

- utilization factor of hydraulic motor to rotational speed:

$$(3) \quad K_n = \frac{n_{\text{don}}}{n_{XM,max}}, \text{ where } n_{\text{don}} = n_{izx,max} \cdot i_p \text{ is}$$

allowable rotational speed of the hydraulic motor, consistent with maximum output rotational speed the gear

unit, and  $n_{XM,max}$  is the maximum rotational speed on the hydraulic motor by catalog. (At the adjustable motors is taken the maximum speed at minimum working volume, which is greater than that at the maximum working volume.)

When these coefficients are smaller than the unit does not maximize the potential of hydraulic motor and when are bigger than one does not maximize the potential of gear unit.

To assess the mass and dimensions of a combination of hydraulic motor and gear reducer in terms of the transmitted power are used relative indicators specific mass ( $m_N$ ) and specific volume ( $V_N$ ):

$$(4) \quad m_N = \frac{m_{XM} + m_p}{N_M}, \text{ kg/kW},$$

where  $m_{XM}$  is the mass of a fully equipped hydraulic motor by catalog, which depends on its constriction, motor size and the way to regulate;  $m_p$  - is the mass of the gear unit and brake, which depends on its maximum output torque and  $N_M$  is the installation power of the system hydraulic motor-planetary gear (reducer), which differs generally from installation power of the hydraulic motor, owing to possible limitations imposed by the gear reducer:

$$(5) \quad N_M = \frac{\eta_p V_{max} \text{MIN}(n_{max}, n_{\partial\pi}) \text{MIN}(\Delta p_{max}, \Delta p_{\partial\pi})}{60000}, \text{ kW}$$

The specific volume is defined as the sum of the volumes of cylinders with dimensions  $D_i$  and  $L_i$  of the set hydraulic motor and reducer relative to the mounting power. (Fig. 1)

$$(6) \quad V_N = \frac{10^3 \cdot \sum_{i=1}^9 L_i \frac{\pi \cdot D_i^2}{4}}{N_M}, \text{ dm}^3/\text{kW}$$

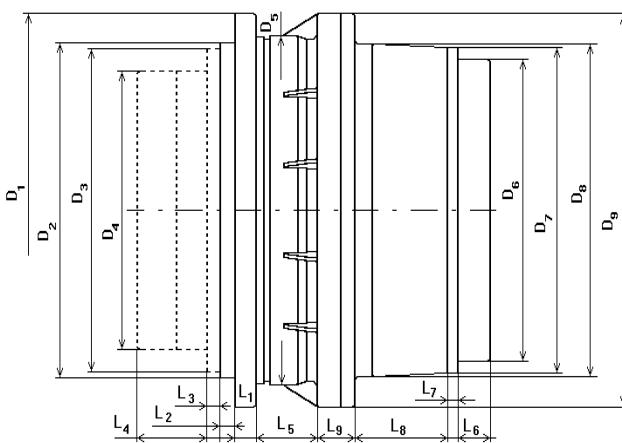


Fig. 1. Determining the volume of the set hydraulic motor and reducer.

For a comprehensive assessment of the system are used also the indicators [2]:

- generalized power

$$(7) \quad C_N = \frac{\text{MIN}(\Delta p_{max}, \Delta p_{\partial\pi}) \cdot C}{600}, \text{ kW/dm}^2, \text{ where}$$

$$(8) \quad C = \text{MIN}(n_{u3x,max}, \frac{n_{XM,max}}{i_p}).$$

$$\cdot \sqrt[3]{\frac{\eta_p \cdot i_p \cdot V_{XM,max}}{(\text{MIN}(n_{XM,max}, n_{\partial\pi}) / n_{XM,max_v})^3}}, \text{ cm/min}$$

is summarized coefficient of celerity on the motor-wheel;  $n_{XM,max_v}$  - maximum speed hydraulic motor at maximum volume.

- relative alacrity, which is an important feature of the dynamics of the system, taking into account the maximum torque, adduced inertia, the maximum speed and its relative mass:

$$(9) \quad \overline{I} = \frac{I}{m_N}, \text{ kW/kg.s}^{-1/2}, \text{ където}$$

$$(10) \quad I = \sqrt{\frac{\text{MIN}(M_{u3x,max}, M_{u3x,XM}) \cdot 30}{J \cdot \text{MIN}(n_{u3x,max}, \frac{n_{XM,max}}{i_p}) \cdot \pi}}, \text{ s}^{-1/2}$$

is alacrity, and

$$(11) \quad M_{u3x,XM} = \frac{i_p \cdot \eta_p \cdot V_{XM,max} \cdot \Delta p_{max}}{2\pi}, \text{ Nm} \quad \text{is}$$

theoretical maximum output torque, specified by the parameters of the hydraulic motor;

$$(12) \quad J = J_{XM} \cdot \eta_p \cdot i_p^2, \text{ kg.m}^2 \quad \text{- adduced inertia of the hydraulic motor to the output shaft.}$$

In determining these indicators is accounted mechanical efficiency of the reducer as a function of the gear ratio in three-stage planetary gear [1].

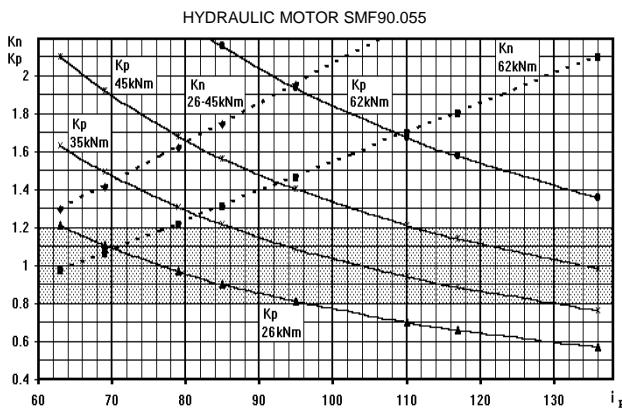
To illustrate the calculations are shown graphically the changing these indicators in some combinations of finished products of the company Sauer Sundstrand [3], namely relating to the fixed hydraulic motor, construction of sloping disc type SMF90 and adjustable hydraulic motor, construction with sloped block type VMV51, with working volumes of 55 cm<sup>3</sup>/rev and 60 cm<sup>3</sup>/rev (Figure 2 to Figure 5).

According to the recommendations of the company, they can be combined with four or five type sizes of reducers for tracked vehicles with a maximum output torque 18, 26, 35, 45 and 62 kNm, each of which is available in versions with eight different gear ratios - 63, 69, 79, 85, 95, 110, 117 and 136 according to Table 1.

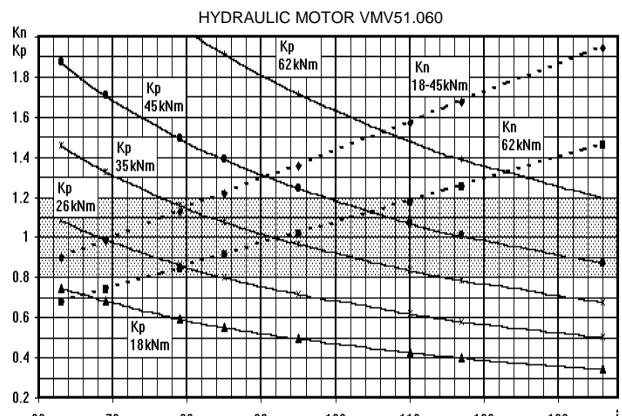
Table 1. Possibilities for combining hydraulic motor and reducer

REDUCER HYDR. MOTOR		CT 018	CT 026	CT 035	CT 045	CT 062	CT 085	CT 110
90	030	F	•	•	•			
	042	F	•	•	•			
	055	F		•	•	•	•	
	055	V		•	•	•	•	
	075	F			•	•	•	
	075	V			•	•	•	
51	060	V	•	•	•	•	•	
	080	V		•	•	•	•	
	110	V				•	•	
	160	V					•	•

If are accepted admissible values of the coefficients of using of hydraulic motor to working pressure and to rotational speed from 0.8 to 1.2, it satisfaction simultaneously of two conditions at the selected hydraulic motors and reducers is possible with adjustable motor and gear ratios ranging from 60 to 83 for 26 kNm and in the range of 76 to 84 for 35 kNm. (Figure 2b) At not adjustable motor that would be partly possible only at gear ratio about 62 for 26 kNm. (Figure 2a)



a)



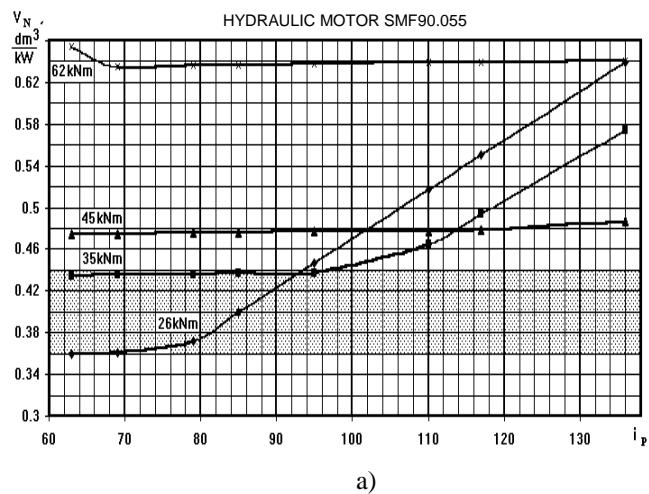
b)

Fig. 2. Coefficients of the utilization of hydraulic motor to working pressure and to frequency of the turning in depending on gear ratio and maximum output torque of the reducer.

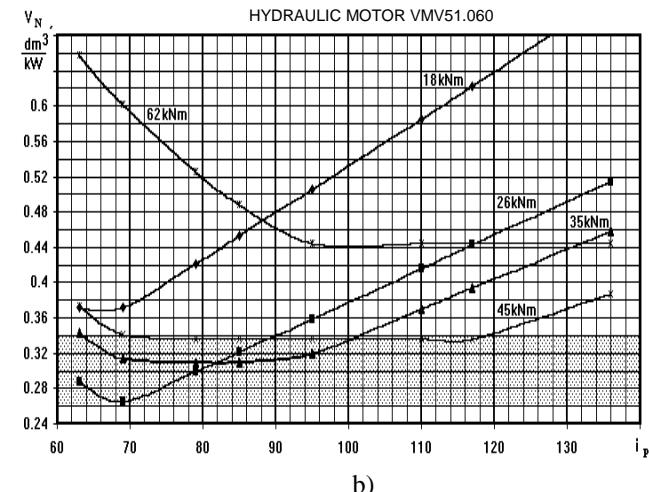
For other reducer sizes is possible satisfaction only one of restrictive conditions (or for  $K_p$  or for  $K_n$ ), as with increasing of the reducer sizes (of the maximum output torque) the favorable area of joint work is shifts towards larger gear ratios. With increasing the gear ratio, hydraulic motor is unloaded by operating pressure and loaded by rotational speed, and with increase the transmittable torque is observed the opposite, but generally both factors are larger than one, which means that the hydraulic motor is used the maximum, and the reducer is not loaded enough. Equally, but insufficient load (by torque and by rotation speed) of the reducer is obtained at using not adjustable motor and gear ratio of 80 for 45 kNm and at gear ratio around the 109 for 62 kNm, as these coefficients are of the order of 1.65 and

1.7. When using the adjustable motor those coefficients are lower - 1.3 at ratio about 91 for 45 kNm and 1.33 at gear ratio 123, which means that the gear unit is used better.

The analysis of the relative volume indicates that the most favorable values for not adjustable motor (0.36 to 0.44 dm<sup>3</sup>/ kW) are achieved at gear ratios in the range of 60 to 93 for 26 and 35 kNm. At the adjustable hydraulic motor the indicator reaches the lower most favorable values - 0.26 to 0.34 dm<sup>3</sup>/ kW at gear ratios, respectively, from 60 to 90 for 26 kNm, from 60 to 101 for 35 kNm and from 70 to 119 for 45 kNm. The increase of the gear ratio over these values leads to an increase of the relative volume, as much the smaller is the transmitted torque, so under less gear ratio begins the increasing of the relative volume. (Figure 3a and 3b) Exceptions has at smaller gear ratios (under 70) for 26, 35 and 45 kNm and under 95 for 62 kNm. All this is due to the reduction of the mounting power due to a reduction of the coefficient  $K_p$  under 1 for large gear ratios and smaller transmitted torque and reduce of the coefficient  $K_n$  under 1 for small ratios and large transmitted torque and ultimately insufficient loading of the hydraulic motor.



a)



b)

Fig. 3. Relative volume of the motorwheel in depending on gear ratio and maximum output torque of the reducer.

The same applies to the relative mass whose curves have similar character as those of the relative volume. The minimum values for her are in the range 1.1 to 1.3 kg/kW for not adjustable hydraulic motor and from 0.72 to 0.95 kg/kW - for adjustable hydraulic motor.

Generalized power at best combinations is moving in the range of 52 to 64 kW/dm<sup>2</sup> at gear ratios from 60 to 80 for all reducers with not adjustable hydraulic motor. At the adjustable hydraulic motor the smaller sizes of reducers (18 and 26 kNm) give smaller generalized power with increased gear ratio and in comparison with not adjustable hydraulic motor it is an average of about 5 to 22% lower depending on gear ratio. This is due to the reduction of the utilization coefficient of the hydraulic motor to working pressure.

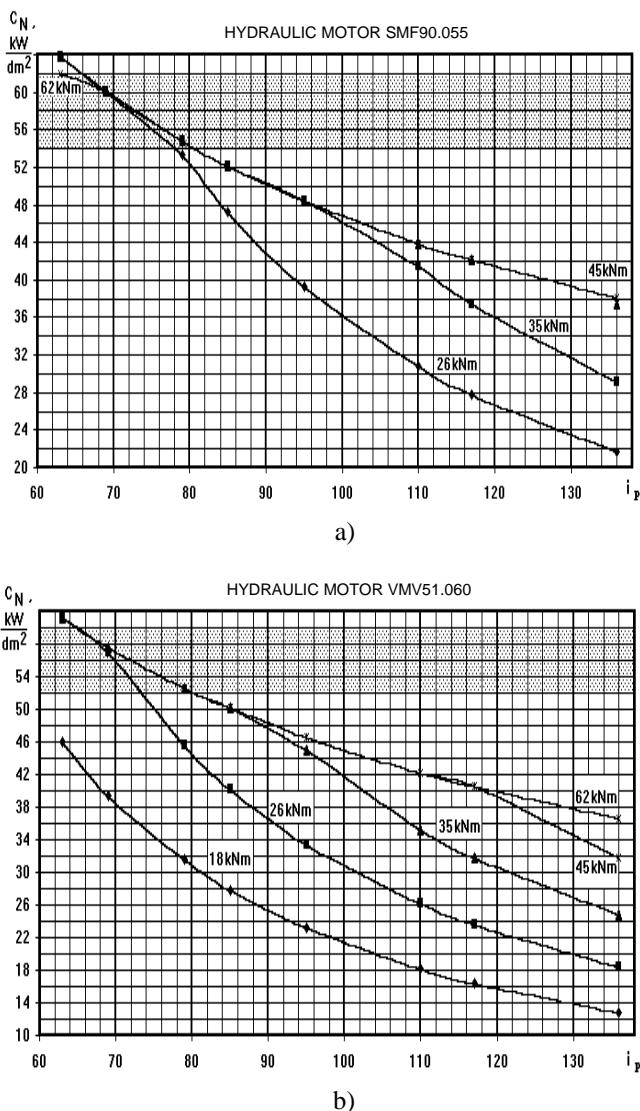


Fig. 4. Generalized power of the motorwheel in depending on gear ratio and maximum output torque of the reducer

The relative alacrity (Figure 5a and 5b) is best at reducers with a maximum output torque of 26 and 35 kNm and gear ratios, respectively from 60 to 83 and from 60 to 100 for not adjustable hydraulic motor and respectively from 60 to 75 and from 64 to 95 - for the adjustable hydraulic motor. For small sizes of the reducers the relative alacrity greatly decreases with

increasing gear ratio, mainly due to an increase in the relative mass.

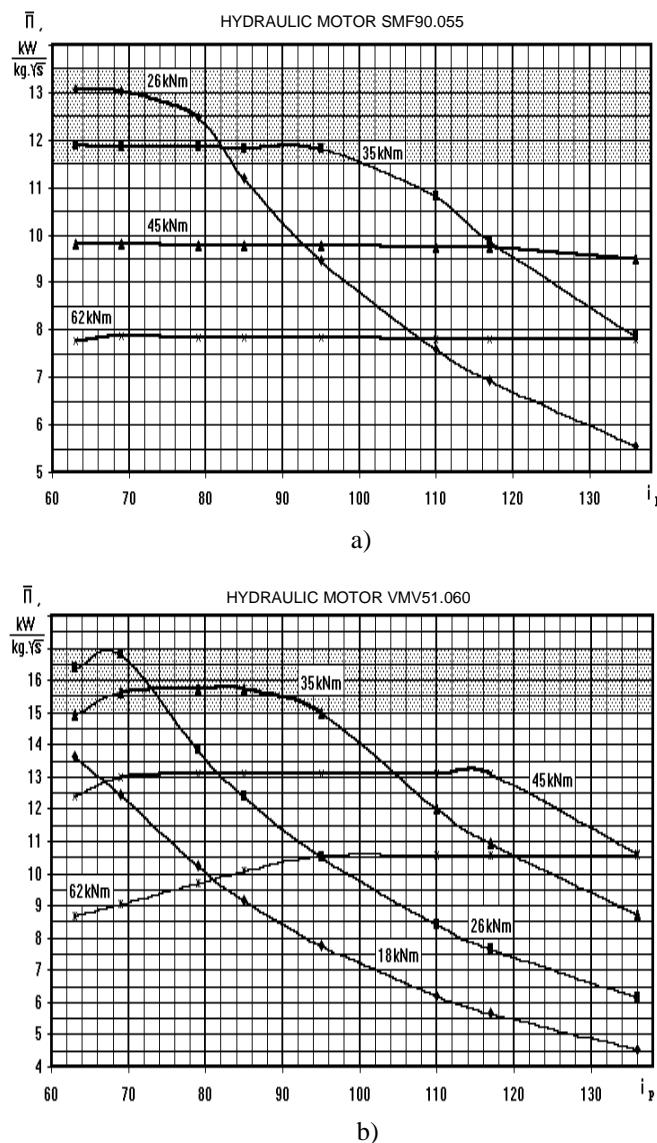


Fig. 5. Relative alacrity of the motorwheel in depending on gear ratio and maximum output torque of the reducer

At larger sizes of reducers the relative alacrity less dependent or almost not depends (at not adjustable hydraulic motor) from the gear ratio, but is lower in comparison with the highest values on average by about 22% at 45 kNm and about 38% at 62 kNm for not adjustable hydraulic motor and respectively with about 19% and about 34% for the adjustable hydraulic motor. For the smallest size of the reducer - 18 kNm the generalized power and the relative alacrity are the lowest at the large gear ratios, as for gear ratios from 60 to 80 these indicators at him are lower by around 25% compared with the highest values. Compared with not adjustable hydraulic motor, the average values of the relative alacrity of the adjustable hydraulic motor are higher by about 22%, which may be explained by the lower relative mass and with possibility for regulation, which provides faster work of the hydraulic motor.

In conclusion, it can be said, that for these hydraulic motors are best suited planetary reducers for tracked machines CT026 and CT035 with maximum output torque 26 kNm and 35 kNm and gear ratios from 63 to 85. At gear ratios above 100 is suitable standard size CT045, and standard size CT018 is suitable only for ratio 63 or less.

#### BIBLIOGRAPHY

- [1]. Петров, А.В. Планетарные и гидромеханические передачи колесных и гусеничных машин. М., Машиностроение, 1966.
- [2]. Прокофьев В.Н, Динамика гидропривода, М., Машиностроение, 1972.
- [3]. Catalogs of the company "Sauer Sundstrand"

Си 2372  
620

НАЦИД  
ЦЕНТРАЛНА ТЕХНИЧЕСКА  
БИБЛИОТЕКА

# Селскостопанска® техника

# Agricultural Engineering

3 2003

# 40 ГОДИНИ

## НАУЧНО СПИСАНИЕ

### СЕЛСКОСТОПАНСКА ТЕХНИКА

#### 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**

#### 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“

1113 София, бул. „Цариградско шосе“ 125, бл. 1  
E-mail: sstechnika@abv.bg

#### Journal „Agricultural Engineering“

1113 Sofia, 125 Tsarigradsko shose Blvd, Block 1  
E-mail: sstechnika@abv.bg

Инж. Екатерина Петрова – зам. гл. редактор,  
тел.: (+359 2) 870 91 64

Филипа Кунова – индексиране в AGRIS  
тел.: (+359 2) 870 04 28

Eng. Ekaterina Petrova – Deputy-Editor-In-Chief,  
Phone: (+359 2) 870 91 64

Filipa Kunova – indexing in AGRIS  
Phone: (+359 2) 870 04 28

# СЕЛСКОСТОПАНСКА ТЕХНИКА®

# AGRICULTURAL ENGINEERING®

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

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

Година XL, 3/2003, София

Volume XL, 3/2003, Sofia

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

Списанието е регистрирано в Ulrich's Periodicals Directory и се обработва в: *England – Agricultural Engineering Abstracts, Dairy Science Abstract, Field Crop Abstract, Horticultural Abstracts, Irrigation and Drainage Abstracts, Soils and Fertilizers, Maize Abstracts; USA – Chemistry Abstracts; Nutrition Abstracts, Ornam. Hort., Rural Recreat Tour Alstracts, Seed Abstracts, Soyabean Abstracts, Weed Abstracts, Postharvest Ref. Zh., Review of Applied Entomology, Review of Plant Pathology, Word Agricultural Economics and Rurae Sociology Alstracts.*

## СЪДЪРЖАНИЕ

### МЕХАНИЗАЦИЯ И АВТОМАТИЗАЦИЯ В РАСТЕНИЕВЪДСТВОТО

Определяне центъра на тежестта на почвен пласт с променлива плътност

*С. Мандраджиев, М. Василева* ..... 3

Степен на вертикално разместване на почвата при механичната ѝ обработка

*С. Мандраджиев, И. Брайков* ..... 7

Калибриране на семена от хибридна царевица с плоски колебателни сита

*А. Митков, К. Братоев* ..... 10

Изследване ефекта от регулатор по налягане при широкозахватни щангови пръскачки

*И. Брайков, З. Запрянов* ..... 16

### МЕХАНИЗАЦИЯ И АВТОМАТИЗАЦИЯ В ЖИВОТНОВЪДСТВОТО

Модел на енергийна примка за животновъдни и други сгради

*К. Андонов* ..... 18

Алгоритъм за управление на енергопреобразуваща примка

*К. Андонов, И. Евстатиев, Л. Михайлов, К. Ениманев* ..... 23

### МАШИНОИЗПОЛЗВАНЕ И РЕМОНТООБСЛУЖВАЩА ДЕЙНОСТ

Анализ на хидромоторколела за верижни трактори

*Б. Гигов* ..... 27

### ПОЛИВЕН РЕЖИМ И АГРОТЕХНИКА НА ПОЛИВНИТЕ КУЛТУРИ

Лизиметрични изследвания за установяване влиянието на високите подпочвени води  
върху добива от царевица за зърно

*Нели Банишка* ..... 32

### ТЕХНОЛОГИИ И ТЕХНИКИ ЗА НАПОЯВАНЕ

Начини и средства за подобряване равномерността на разпределение на поливната норма

*С. Попов* ..... 37

### ДОКЛАДИ

Структурен анализ на машините за прибиране на лавандулов цвят

*Н. Делчев, К. Трендафилов* ..... 44

**Изследване и анализ на някои експлоатационни показатели и технически параметри на лавандулокомбайн, разработен в с. Винарово**

<i>K. Trendafilov, N. Delchev</i> .....	48
<b>Експериментално изследване на рекуперативен пластмасов топлообменник в сграда за подрастващи прасета</b>	
<i>K. Peychev, R. Georgiev, N. Kozarov</i> .....	52
<b>Устройство за изследване на линейното удължение на доилните чорапчета</b>	
<i>B. Vlašev</i> .....	55
<b>Анализ на механичните характеристики на доилни чорапчета при различни нива на обтягане</b>	
<i>B. Vlašev, K. Peychev, B. Banov</i> .....	58
<b>Материални разходи при изграждане на боксове за угояване на свине</b>	
<i>D. Dinev, K. Koleva</i> .....	61

## CONTENTS

### MECHANIZATION AND AUTOMATION IN PLANT GROWING

<b>Gravity center calculation of soil layer of variable density</b>	
<i>S. Mandradjiev, M. Vasileva</i> .....	3
<b>Degree of soil vertical displacement during mechanical tilling</b>	
<i>S. Mandradjiev, I. Braykov</i> .....	7
<b>Calibrate of bastard corn whit flat oscillate sieves</b>	
<i>A. Mitkov, K. Bratoev</i> .....	10
<b>Investigation of pressure regulator effect on broad-coverage rod sprayers</b>	
<i>I. Braykov, Z. Zapryanov</i> .....	16

### MECHANIZATION AND AUTOMATION IN ANIMAL HUSBANDRY

<b>Energy loop model for stockbreeding and other buildings</b>	
<i>K. Andonov</i> .....	18
<b>Algorithm for control of energy-transforming loop</b>	
<i>K. Andonov, I. Evstatiev, L. Mihaylov, K. Enimanov</i> .....	23

### USE AND MAINTENANCE OF THE MACHINES

<b>Analysis of hydromotorwheels for crawler tractors</b>	
<i>B. Gigov</i> .....	27

### IRRIGATION SHEDULING AND AGRICULTURAL PRACTICES FOR IRRIGATED CROPS

<b>Lysimeric investigation for establishing the effect of high subsurface waters on corn yield</b>	
<i>N. Banishka</i> .....	32

### TECHNOLOGIE AND EQUIPMENT FOR IRRIGATION

<b>Method and means of improvement distribution uniformity of irrigation rates</b>	
<i>S. Popov</i> .....	37

### ARTICLES

<b>Structural analysis of lavender collection machines</b>	
<i>N. Delchev, K. Trendafilov</i> .....	44
<b>Investigation of certain operation indices and technical parameters of lavender harvester designed in the village of Vinarovo</b>	
<i>K. Trendafilov, N. Delchev</i> .....	48
<b>Experimental research of recuperation heat exchanger in a pig nursery building</b>	
<i>K. Peychev, R. Georgiev, N. Kozarov</i> .....	52
<b>Measuring device for linear elongation of milking socks</b>	
<i>V. Vlashev</i> .....	55
<b>Analysis of mechanical characteristics of milking socks at various loads</b>	
<i>V. Vlashev, K. Peychev, B. Banov</i> .....	58
<b>Material costs for construction of pig-fattening cubicles</b>	
<i>D. Dinev, K. Koleva</i> .....	61

## МАШИНОИЗПОЛЗВАНЕ И РЕМОНТООБСЛУЖВАЩА ДЕЙНОСТ

# Анализ на хидромоторколела за верижни трактори

**Бойко Гигов**

Технически университет, София 1756

При проектирането на верижни машини с хидрообемно задвижване се използват най-често аксиално-бутални високооборотни и нискомоментни хидромотори в комбинация с планетен редуктор. Конструкторите имат две възможности – да разработят планетен редуктор специално за новата машина с параметри, които съответстват точно на заданието или да използват готови изделия, като направят компромис с параметрите им, които в общия случай няма да отговарят съвсем точно на техните изисквания. Какви са възможностите за съчетаване на хидравличната и механичната част в този случай и как трябва да се избират отделните готови изделия (хидромотор и редуктор) за да се получи пълноценно използване на материалите и добри относителни масови и габаритни показатели? Тези въпроси се изясняват чрез анализ на показателите на комбинациите от хидромотори и механични редуктори на фирмите производителки.

Обикновено фирмите, които произвеждат хидромотори предлагат в комплект и едно-, дву- или тристъпални планетни редуктори, пригодени с фланец за монтиране на хидромотор. Един и същ планетен редуктор би могъл да се комбинира с различни по вид, по типоразмер или по конструкция аксиално-бутални хидромотори. Или обратно – един и същ хидромотор може да се комбинира с различни редуктори. Основна предпоставка при избора на редуктора е необходимото предавателно число. При верижните машини то се оказва сравнително голямо (от 60 до 140), което налага да се използва тристъпален планетен редуктор с подходящи размери и маса за вграждане във верижния движител.

Освен предавателното число  $i_p$ , размерите  $D$  и  $L$  и масата  $m_p$ , други важни показатели за тези редуктори са допустимото радиално натоварване  $F_z$ , максимално допустимата изходяща честота на въртене  $n_{\text{изх},\text{max}}$  и максималният изходящ въртящ момент  $M_{\text{изх},\text{max}}$ , по който се класифицират и означават. При някои от тях се вграждат и многодискови спирачки на входящия вал, за които се предписва максимален спирчен момент  $M_{\text{сп},\text{max}}$ .

От друга страна, хидромоторите се характеризират с максимално работно налягане  $\Delta p_{\text{max}}$ , максимален работен обем  $V_{\text{хм},\text{max}}$ , по който се класифицират, максимална честота на въртене  $n_{\text{хм},\text{max}}$ , маса  $m_{\text{хм}}$ , инерционен момент на въртящите се части  $J_{\text{хм}}$ , геометрични размери и др.

От гледна точка на необходимите изходни показатели на машината (скорост и движеща сила) е очевидно, че по-голямото предавателно число на редуктора изисква по-малък типоразмер на хидромотора и обратно. От една страна, работният обем на хидромотора е свързан с работния обем на помпата, броя на хидромоторите, използвани в състава на проектираната хидрообемна трансмисия и в известен смисъл с конструкцията му. Във всички случаи минимално допустимият работен обем на хидромотора се определя от възможността му за поемане на максималния дебит на помпата, при допустима максимална честота на въртене на хидромотора. От друга страна, по-голямото предавателно число, предполага повече планетни редове, по-сложна конструкция на редуктора, по-висока цена и по-нисък коефициент на полезно действие.

Допълнителни съображения при избора на работния обем на хидромотора могат да бъдат: оптимален режим на работа; масови и габаритни показатели; цена; оптимално съчетаване с наличния механичен редуктор, геометричните показатели на проходимостта на верижната машина и др. А при избора на типоразмера на редуктора по максимален изходящ задвижващ момент трябва да се съблюдава и условието по сцепление на верижния движител с почвата.

За оценка на степента на използване на хидромотора (респективно на редуктора), комбиниран с различни редуктори се предлагат следните относителни показатели:

– **коefficient на използване на хидромотора по работно налягане:**

$$(1) \quad K_p = \frac{\Delta p_{\text{доп}}}{\Delta p_{\text{max}}}, \text{ MPa,}$$

където:

$\Delta p_{\max}$  е максимално работно налягане на съответния тип хидромотор по каталог, а  $\Delta p_{\text{доп}}$  е допустимото работно налягане, определено въз основа на максималния изходящ въртящ момент на редуктора:

$$(2) \quad \Delta p_{\text{доп}} = \frac{2\pi M_{\text{изх, max}}}{\eta_p i_p V_{\text{xm, max}}} , \text{ MPa}$$

където:

$\eta_p$  – коефициент на полезно действие на редуктора.

– **коefficient на използване на хидромотора по честота на въртене:**

$$(3) \quad K_n = \frac{n_{\text{доп}}}{n_{\text{xm, max}}} ,$$

където:

$n_{\text{доп}} = n_{\text{изх, max}} i_p$  е допустимата честота на въртене на хидромотора, съобразена с максималната изходяща честота на въртене на редуктора, а  $n_{\text{xm, max}}$  е максималната честота на въртене на хидромотора по каталог. (При регулируемите хидромотори се взима максималната честота на въртене при минимален работен обем, която е поголяма от тази при максимален работен обем.)

Когато тези коефициенти са по-малки от единица, не се използват максимално възможностите на хидромотора, а когато са по-големи от единица, не се използват максимално възможностите на редуктора.

За оценка на масата и размерите на всяка една комбинация от хидромотор и редуктор по отношение на предаваната мощност се използват относителните показатели специфична маса  $m_N$  и специфичен обем  $V_N$ :

$$(4) \quad m_N = \frac{m_{\text{xm}} + m_p}{N_M} , \text{ kg/kW}$$

където:

$m_{\text{xm}}$  е масата на напълно комплектован хидромотор по каталог, която зависи от неговата конструкция, типоразмер и начин на регулиране;

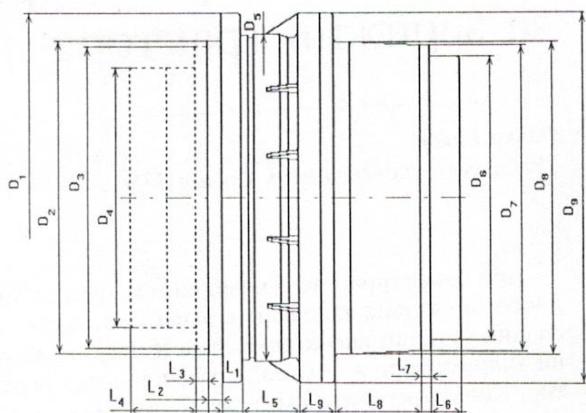
$m_p$  – масата на редуктора и спирачката, която зависи от максималния му изходящ момент;

$N_M$  – монтажната мощност на системата хидромотор-планетен редуктор, която се различава в общия случай от монтажната мощност на хидромотора, поради възможните наложени ограничения от редуктора:

$$(5) \quad N_M = \frac{\eta_p V_{\text{max}} \text{MIN}(n_{\text{max}}, n_{\text{доп}}) \text{MIN}(\Delta p_{\max}, \Delta p_{\text{доп}})}{60000} , \text{ kW}$$

Специфичният обем се определя като сума от обемите на цилиндри с размери  $D_i$  и  $L_i$  на комплекта хидромотор и редуктор, отнесена към монтажната мощност. (фиг. 1)

$$(6) \quad V_N = \frac{10^3 \sum_{i=1}^9 L_i \frac{\pi D_i^2}{4}}{N_M} , \text{ dm}^3/\text{kW}$$



Фиг. 1. Определяне на обема на хидромоторколелото  
Fig. 1. Determination of hydromotorwheel volume

За комплексна оценка на системата са използвани и показателите [2]:

– **обществена мощност**

$$(7) \quad C_N = \frac{\text{MIN}(\Delta p_{\max}, \Delta p_{\text{доп}}) \cdot C}{600} , \text{ kW/dm}^2$$

където

$$(8) \quad C = \text{MIN}\left(n_{\text{изх, max}} \frac{n_{\text{xm, max}}}{i_p}\right) \cdot \sqrt[3]{\frac{\eta_p i_p V_{\text{xm, max}}}{(\text{MIN}(n_{\text{xm, max}}, n_{\text{доп}})/n_{\text{xm, max}}_v)}}, \text{ cm/min}$$

е обобщеният коефициент на бързоходност на моторколелото;

$n_{\text{xm, max}_v}$  – максималната честота на въртене на хидромотора при максимален обем.

– **относителна пъргавина**, която е важна характеристика за динамиката на системата, отчитаща максималния въртящ момент, приведения инерционен момент, максималната честота на въртене и относителната ѝ маса:

$$(9) \quad \bar{I} = \frac{I}{m_N} , \text{ kW/kg.s}^{-1/2}$$

където

$$(10) \quad I = \sqrt{\frac{\text{MIN}(M_{\text{изх, max}}, M_{\text{изх, xm}}) \cdot 30}{J \cdot \text{MIN}(n_{\text{изх, max}}, \frac{n_{\text{xm, max}}}{i_p}) \cdot \pi}}, \text{ s}^{-1/2}$$

е пъргавината, а

$$(11) \quad M_{\text{изх,ХМ}} = \frac{i_p \eta_p V_{\text{ХМ,max}} \Delta p_{\text{max}}}{2\pi}, \text{ Nm},$$

е теоретичният максимален изходящ въртящ момент, определен от параметрите на хидромотора;

$$(12) \quad J = J_{\text{ХМ}} \cdot \eta_p i_p^2, \text{ kg.m}^2$$

– приведеният инерционен момент към изходящия вал.

При определянето на тези показатели е отчен механичният коефициент на полезно действие на редуктора като функция на предавателното число при тристъпална планетна предавка [1].

За илюстрация на изчисленията е показано в графичен вид изменението на тези показатели при някои комбинации от готовите изделия на фирмата Sauer Sundstrand [3], а именно относящи се за нерегулируем хидромотор, конструкция с наклонен диск тип SMF90 и регулируем хидромотор, конструкция с наклонен блок тип VMV51, с работни обеми съответно  $55 \text{ cm}^3/\text{об}$  и  $60 \text{ cm}^3/\text{об}$  (фиг. 2 до фиг. 5).

Според препоръките на фирмата те могат да се комбинират с четири или пет типоразмера на редуктори за верижни машини с максимален изходящ момент 18, 26, 35, 45 и 62 kNm, всеки от които се предлага във варианти с осем различни предавателни числа – 63, 69, 79, 85, 95, 110, 117 и 136 съгласно Табл. 1.

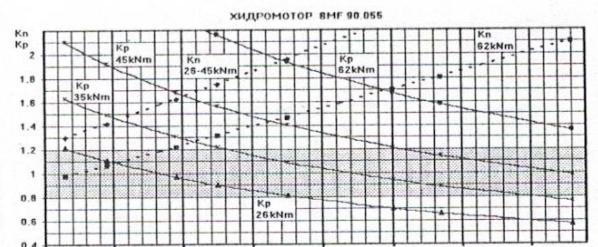
**Таблица 1.** Възможности за комбиниране на хидромотор и редуктор

**Table 1.** Possible combinations of hydromotor and reducing gear

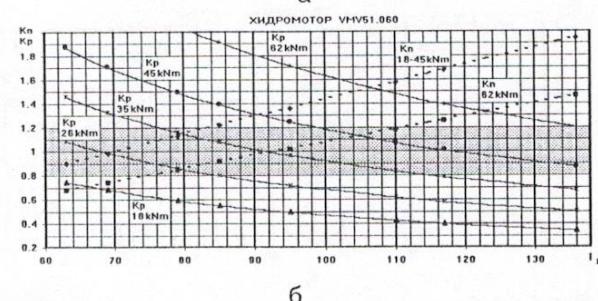
Редуктор/ reducing gear	CT 018	CT 026	CT 035	CT 045	CT 062	CT 085	CT 110
Хидромотор/ hydromotor							
030 F	•	•	•				
042 F	•	•	•				
90 055 F		•	•	•	•	•	
055 V		•	•	•	•	•	
075 F		•	•	•	•	•	
075 V		•	•	•	•	•	
060 V	•	•	•	•	•	•	
51 080 V		•	•	•	•	•	
110 V				•	•	•	
160 V				•	•	•	•

Ако се приемат допустими стойности на коефициентите на използване на хидромотора по работно налягане и по честота на въртене от 0,8 до 1,2, то удовлетворяване едновременно и на двете условия при избрани хидромотори и редуктори е възможно при регулируем мотор и предавателни числа в диапазона от 60 до 83 за 26 kNm и в диапазона от 76 до 84 за 35 kNm. (фиг. 2б)

При нерегулируемия мотор това би било отчасти въз-



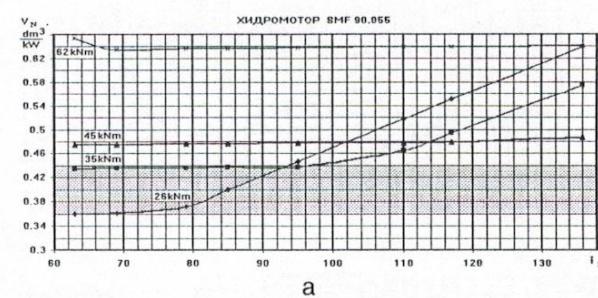
а



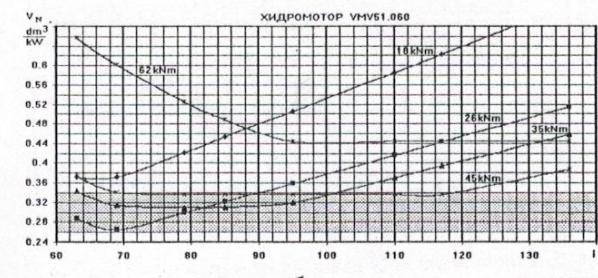
б

**Фиг. 2.** Коефициенти на използване на хидромотора по работно налягане и по честота на въртене във функция от предавателното число и максималния изходящ момент на редуктора

**Fig. 2.** Koefficients of the utilization of hidromotor to working pressure and to frequency of the turning in depending on gear ratio and maximum output torque of the reducer



а

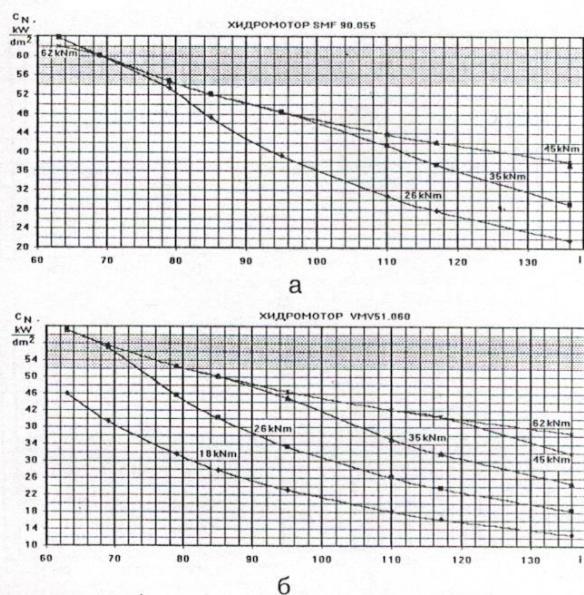


б

**Фиг. 3.** Относителен обем на моторколелото във функция от предавателното число и максималния изходящ момент на редуктора

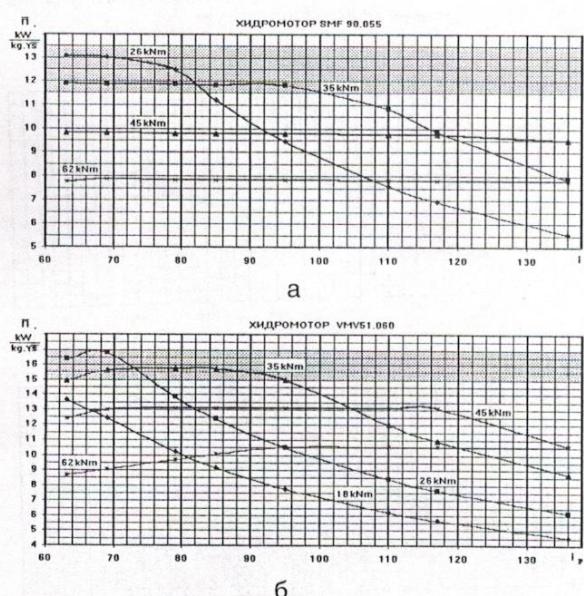
**Fig. 3.** Relative capacity of the motorwheel in depending on gear ratio and maximum output torque of the reducer

можно единствено при предавателно число около 62 за 26 kNm. (фиг. 2а) При другите типоразмери на редукторите е възможно удовлетворяване само на едно от ограничительните условия (или за  $K_p$  или за  $K_n$ ), като с нарастване на типоразмера на редуктора (на максималния изходящ мо-



Фиг. 4. Обобщена мощност на моторколелото във функция от предавателното число и максималния изходящ момент на редуктора

Fig. 4. Generalized power of the motorwheel in depending on gear ratio and maximum output torque of the reducer



Фиг. 5. Относителна пъргавина на моторколелото във функция от предавателното число и максималния изходящ момент на редуктора

Fig. 5. Relative prompt of the motorwheel in depending on gear ratio and maximum output torque of the reducer

мент) благоприятната област на съвместна работа се извества към по-големите предавателни числа. С нарастване на предавателното число се разтоварва хидромотора по работно налягане и се натоварва по честота на въртене, а с нарастване на предавания въртящ момент се наблюдава обратното, но общо взето и двата коефициента са

по-големи от единица, което означава, че хидромоторът се използва максимално, а редукторът се недонатоварва. Еднакво силово и кинематично недонатоварване на редуктора при използване на нерегулируемия мотор се получава при предавателно число 80 за 45 kNm и при предавателно число около 109 за 62 kNm, като въпросните коефициенти са от порядък съответно на 1,65 и 1,7. При използване на регулируемия мотор тези коефициенти са по-ниски – 1,3 при предавателно число около 91 за 45 kNm и 1,33 при предавателно число 123, което означава, че редукторът се използва по-добре.

Анализът на относителния обем показва, че най-благоприятните стойности при нерегулируемия мотор (от 0,36 до 0,44 dm<sup>3</sup>/kW) се постигат при предавателни числа в диапазона от 60 до 93 за 26 и 35 kNm. При регулируемия хидромотор този показател достига по-ниски най-благоприятни стойности – 0,26 до 0,34 dm<sup>3</sup>/kW при предавателни числа съответно от 60 до 90 за 26 kNm, от 60 до 101 за 35 kNm и от 70 до 119 за 45 kNm. Нарастването на предавателното число над тези стойности води до нарастване на относителния обем, като колкото по-малък е предаваният момент, толкова при по-малко предавателно число започва нарастването на относителния обем. (фиг. 3а и 3б) Изключения има при малките предавателни числа (под 70) за 26, 35 и 45 kNm и под 95 за 62 kNm. Всичко това се дължи на намаляването на монтажната мощност поради намаляване на коефициента  $K_p$  под единица при големите предавателни числа и малките предавани моменти и намаляване на коефициента  $K_n$  под единица при малките предавателни числа и големите предавани моменти и в крайна сметка недонатоварване на хидромотора.

Същото важи и за относителната маса, чийто криви имат аналогичен характер, както тези на относителния обем. Минималните стойности за нея са в диапазона 1,1 до 1,3 kg/kW при нерегулируемия мотор и от 0,72 до 0,95 kg/kW – при регулируемия.

Обобщената мощност при най-добрите комбинации се движи в границите от 52 до 64 kW/dm<sup>2</sup> при предавателни числа от 60 до 80 за всички редуктори с нерегулируемия мотор. При регулируемия мотор по-малките типоразмери на редукторите (18 и 26 kNm) дават по-малка обобщена мощност с нарастване на предавателното число и в сравнение с нерегулируемия мотор тя е средно с около 5 до 22 % по-ниска в зависимост от предавателното число. Това се дължи на намаляването на коефициента на използване на хидромотора по работно налягане.

Относителната пъргавина (фиг. 5а и 5б) е най-добра при редуктори с максимален изходящ момент 26 и 35 kNm и предавателни числа съответно от 60 до 83 и от 60 до 100 за нерегулируемия мотор

и съответно от 60 до 75 и от 64 до 95 – за регулируемия мотор. При малките типоразмери на редуктора тя силно намалява с нарастване на предавателното число главно поради нарастване на относителната маса. При по-големите типоразмери на редукторите относителната пъргавина по-слабо зависи или почти не зависи (при нерегулируемия мотор) от предавателното число<sup>6</sup>, но е по-ниска в сравнение с най-високите стойности средно с около 22 % при 45 kNm и с около 38% при 62 kNm за нерегулируемия мотор и съответно с около 19 % и с около 34 % за регулируемия мотор. За най-малкия типоразмер на редуктора – 18 kNm както обобщената мощност така и относителната пъргавина са най-ниски при големите предавателни числа, като при предавателни числа от 60 до 80 тези показатели при него са по-ниски средно с около 25 % в сравнение с най-високите им стойности. В сравнение с нерегулируемия мотор, средните стойности за относителната пъргавина на регулируемия мотор са по-високи с около 22 %, което може да се объясни както с по-малката относителна маса, така и с възможността за регулиране, която осигурява по-голяма бързоходност на хидромотора.

В заключение може да се каже, че за разглежданите хидромотори са най-подходящи планет-

ни редуктори за верижни машини от типоразмери CT026 и CT035 с максимален изходящ момент 26 kNm и 35 kNm и предавателни числа от 63 до 85. При предавателни числа над 100 по-подходящ е типоразмер CT045, а типоразмер CT018 е подходящ единствено при предавателно число 63 или по-малко.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Петров, А. В., 1966. Планетарные и гидромеханические передачи колесных и гусеничных машин. М., Машиностроение.
2. Прокофьев, В. Н, 1972. Динамика гидропривода, М., Машиностроение.
3. Проспектни материали на фирмата „Sauer Sundstrand“.

*Статията е постъпила в редакцията на 14.04. 2003 г.*

#### *Адрес за кореспонденция:*

Гл. ас. д-р инж. Бойко Гигов  
София, 1756,  
Технически университет – София  
сл. тел. 02/965-29-56  
E-mail: bgigov@vmei.acad.bg

## Analysis of hydromotorwheels for crawler tractors

**B. Gigov**

Technical University, Sofia – 1756

#### ABSTRACT

The paper discusses relative indices for evaluation of combining different hydromotors and planet reducing gears, taken as ready items and designed for crawler vehicles. Graphic presentation is provided and analysis of the variation of those indices depending on gear ratio and maximum output torque of the reducer.

**Key words:** hydromotors, planet reducers, crawler vehicle