

9-10|96

МАШИНО- СТРОЕНИЕ



CRYSTAL

Ltd.

PERNIK



СЪДЪРЖАНИЕ

П. Сомлев – Технологии – стратегически фактор в икономическото развитие	М., 9-10/96	227
Д. Македонска, И. Димитров – Съвременни тенденции в мениджмънта на производството (структура на производствената програма)	М., 9-10/96	228
И. Чобанянева, К. Георгиев – Качество и себестойност на продукцията	М., 9-10/96	231
А. Гъргарова – Управление на качеството и конкурентоспособността в средна индустриална фирма	М., 9-10/96	233
ТЕХНИКА – КОНСТРУИРАНЕ		
И. Димитров, А. Добрева, В. Добрев – Изследване на червячно-цилиндрични предавки	М., 9-10/96	235
С. Стоев, В. Пожидаева – Влияние на радиалната глина в търкалящите лагери върху преместването на геометричния център на вала	М., 9-10/96	237
Б. Григоров – Кинематично изследване на товароподъемен манипулатор с хидравлично задвижване	М., 9-10/96	238
В. Спасов, Б. Григоров – Математическо изследване динамиката на четириколонен трансманипулатор	М., 9-10/96	240
Б. Гигов – Избор на хидрообемна трансмисия за мотокари по оптимален режим на работа на хидромашините	М., 9-10/96	243
В. Драганов, В. Живков – Експериментални изследвания на хидрообемна трансмисия при инерционен характер на източника и консуматора на енергия*	М., 9-10/96	245
Г. Коларов, Д. Чанков – Валидност на формулите за специално огъване при несиметрични сечения ..	М., 9-10/96	248
А. Иванов – Демпфериране от хидравлично триене в амортизатори на железопътни возила	М., 9-10/96	250
ТУ – ТМММ – СОФИЯ		
Т. Гешев, Г. Попов – Възможности за автоматизирана диагностика на кинематичната точност на металоурежещи машини	М., 9-10/96	253
И. Андонов, С. Димитров – Качествен и количествен подход за оценяване ефективността от стружкочуене	М., 9-10/96	255
Г. Тодоров – Моделиране на силите на рязане при челно ротационно фрезозане	М., 9-10/96	256
АВТОМАТИЗАЦИЯ		
Р. Тенчев, Г. Коларов – Една възможност за увеличаване на бързодействието и размерността на решаваните задачи по метода на крайните елементи	М., 9-10/96	260
НАУКА И ОБРАЗОВАНИЕ – ТУ – ТМММ – ВАРНА		
Г. Василев – Изследване обработваемостта на твърда сплав при плоско шлифоване с челото на диамантни дискове	М., 9-10/96	262
В. Аджемов, К. Киров – Управление на качеството на етапа на проектиране на технологични процеси в машиностроенето	М., 9-10/96	264
Д. Неделчев – Изследване влиянието на някои технологични фактори върху интензивността на износване на работната повърхнина на притира	М., 9-10/96	267
ТЕХНОЛОГИЯ		
К. Средков, К. Тарашев, Ж. Дачев – Манипуляционни системи на работи за механична обработка на метала чрез рязане (Част II. Динамика)	М., 9-10/96	269
Г. Генов, С. Марков – Малогабаритна лабораторна преса	М., 9-10/96	272
С. Токмакчиев, Г. Фетваджиев, К. Тричков, К. Стаевски – Изследване на шума, създаван от подемна машина в рудник "БАБИНО" – Бобов дол ..	М., 9-10/96	274
И. Атанасова, И. Митев – Определяне коефициента на дифузия на бора в легиран с мед аустенит на конструкционна металокерамика	М., 9-10/96	275
Р. Петков – Върху възможността за изследване на взаимодействието между течния чугун и магнезиевсодържаш модификатор при INMOLD-PROCESS чрез физическо моделиране	М., 9-10/96	277
ТЕХНИЧЕСКИ НОВОСТИ		
Изделия на фирма "КРИСТАЛ" – Перник	М., 9-10/96	279
ИНФОРМАЦИЯ		
*Производството на качествена легирана стомана (SKF България ЕООД)	М., 9-10/96	281
На I стр. на корицата: Изделия на фирма "КРИСТАЛ" – Перник (текста виж в рубриката "Технически новости")		

СОДЕРЖАНИЕ

П. Сомлев – Технологии – стратегически фактор в икономическото развитие	М., 9-10/96	227
Д. Македонска, И. Димитров – Съвременни тенденции в мениджмънта на производството	М., 9-10/96	228
И. Чобанянева, К. Георгиев – Качество и себестойност на продукцията	М., 9-10/96	231
А. Гаргарова – Управление качеством и конкурентоспособностью в средней индустриальной фирме	М., 9-10/96	233
ТЕХНИКА – КОНСТРУИРОВАНИЕ		
И. Димитров, А. Добрева, В. Добрев – Исследование червячно-цилиндрических передач	М., 9-10/96	235
С. Стоев, В. Пожидаева – Влияние радиального зазора в подшипниках качения на перемещение геометрического центра вала	М., 9-10/96	237
Б. Григоров – Кинематическое исследование грузоподъемного манипулятора с гидравлическим приводом	М., 9-10/96	238
В. Спасов, Б. Григоров – Математическое исследование динамики четырехколонного трансманипулятора	М., 9-10/96	240
Б. Гигов – Выбор гидрообъемной трансмиссии для автопогрузчиков по оптимальному режиму работы гидромашин	М., 9-10/96	243
В. Драганов, В. Живков – Экспериментальные исследования гидрообъемной трансмиссии при инерционном характере источника и потребителя энергии*	М., 9-10/96	245
Г. Коларов, Д. Чанков – Достоверность формул для специального изгиба при несимметричных сечениях	М., 9-10/96	248
А. Иванов – Демпсирование от гидравлического трения в амортизаторах железнодорожных вагонов	М., 9-10/96	250
ТУ – ТМММ – СОФИЯ		
Т. Гешев, Г. Попов – Возможности автоматизированной диагностики кинематической точности металлорежущих станков*	М., 9-10/96	253
И. Андонов, С. Димитров – Качественный и количественный подход к оценке эффективности лопатной стружки	М., 9-10/96	255
Г. Тодоров – Моделирование сил резания при торцевом ротационном фрезеровании	М., 9-10/96	256
АВТОМАТИЗАЦИЯ		
Р. Тенчев, Г. Коларов – Возможность увеличения быстродействия и размерности решаемых задач методами конечных элементов	М., 9-10/96	260
НАУКА И ОБРАЗОВАНИЕ – ТУ – ТМММ – ВАРНА		
Г. Василев – Исследование обрабатываемости твердого сплава при плоском шлифовании товаром алмазных дисков	М., 9-10/96	262
В. Аджемов, К. Киров – Управление качеством на этапе проектирования технологических процессов в машиностроении	М., 9-10/96	264
Д. Неделчев – Исследование влияния некоторых технологических факторов на интенсивность износа рабочей поверхности притира	М., 9-10/96	267
ТЕХНОЛОГИЯ		
К. Средков, К. Тарашев, Ж. Дачев – Манипуляционные системы работ для механической обработки металлов резанием (II часть)	М., 9-10/96	269
Г. Генов, С. Марков – Малогабаритный лабораторный пресс	М., 9-10/96	272
С. Токмакчиев, Г. Фетваджиев, К. Тричков, К. Стаевски – Исследование шума, создаваемого подъемной машиной в руднике "БАБИНО" – Бобов дол ..	М., 9-10/96	274
И. Атанасова, И. Митев – Определение коэффициента диффузии бора в легированном медью аустените конструкционной металлокерамики	М., 9-10/96	275
Р. Петков – О возможности исследования взаимодействия между жидким чугуном и магнийсодержащим модификатором при INMOLD – PROCESS путем физического моделирования	М., 9-10/96	277
НОВОСТИ ТЕХНИКИ		
* Изделия фирмы "КРИСТАЛ" – Перник	М., 9-10/96	279
ИНФОРМАЦИЯ		
* Производство качественной легированной стали (SKF Болгария ЕООД)	М., 9-10/96	281
На I стр. обложки: Изделия фирмы "КРИСТАЛ" – Перник (текст см. в рубрике "Новости техники")		

ИЗБОР НА ХИДРООБЕМНА ТРАНСМИСИЯ ЗА МОТОКАРИ ПО ОПТИМАЛЕН РЕЖИМ НА РАБОТА НА ХИДРОМАШИНИТЕ

Глас.инж. БОЙКО ГИГОВ, ТУ – София

УДК 621.868.238.66-585.2

Хидрообемната трансмисия (ХОТ), състояща се най-често от аксиално-бутална регулируема помпа и аксиално-бутален регулируем или нерегулируем хидромотор и механични зъбни предавки, се оказва особено подходяща за мотокарите. Характерно за тяхната работа е честото сменяне на посоката на движение, ускоряване, спиране, движение с много ниски скорости (пъзлене) и др.

Използването на обикновена механична трансмисия, със сух триещ съединител води до преумора на водача, отвлечане на вниманието му и намаляване срока на работа на съединителя и механизмите за управление на предавателната кутия.

По-добро решение е вграждането на хидродинамичен предавател (ХДП) с турботрансформатор и механична част, която задължително трябва да осигурява поне една предавка на преден ход и една на заден ход. Поради надлъжното разположение на ХДП за предаване на движението към задвижващите кола е необходимо конусно главно предаване и механичен диференциал.

Хидрообемната трансмисия позволява да се опрости още повече механичната част и управлението на мотокара, понеже е вътрешно реверсивна, безстепенна с широк диапазон на регулиране, с по-добри възможности за автоматизиране и др.

Един от най-големите ѝ недостатъци обаче си остава сравнително ниският ѝ коефициент на полезно действие (КПД), който за хидравличната част може да достигне до 83 %, докато при турботрансформатора той е с около 10 % по-висок. Това обяснява относително по-слабото разпространение на мотокарите универсални високоповдигачи (УВП) с ХОТ на пазара [9]. Нито една фирма не произвежда мотокари УВП с механична трансмисия, освен по заявка на клиента. Около 20 % от фирмите предпочитат ХОТ, а останалите – ХДП. При мотокарите с висока проходимост ХОТ се предпочита при около 60 % от фирмите, механичните – 30 %, а ХДП – 10 %. Това показва, че при тежките условия на работа ХОТ дава по-добри резултати.

Възниква въпросът как трябва да се подберат хидроизделията и предавателните числа на механичните предавки, за да се осигури работа на трансмисията с най-малки загуби.

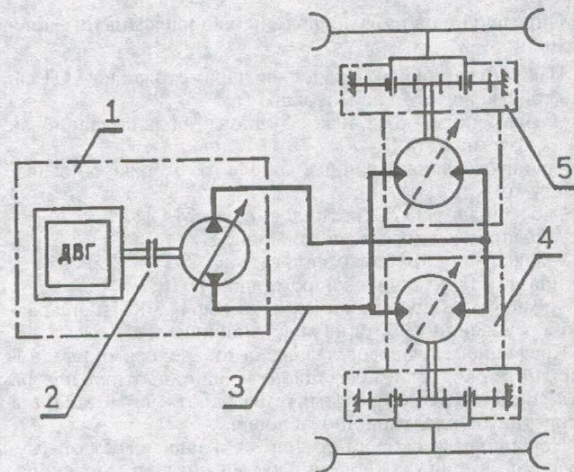
Компоновъчни схеми на хидрообемни трансмисии за мотокари универсални високоповдигачи

Преди да се пристъпи към определяне на типоразмерите на хидромашините е необходимо да се изясни схемата на ХОТ и характерните за експлоатацията на кара режими на работа.

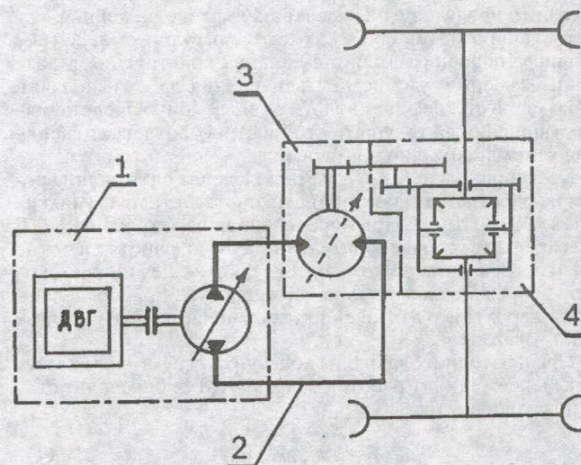
При карите УВП с колесна формула 4К2 и преден задвижач мост са разпространени най-много две схеми, които са дадени на фиг. 1 и фиг. 2 [6].

Схемата на фиг. 1 се състои от една регулируема помпа, обединена в един блок с двигателя с вътрешно горене (ДВГ), и регулируем или нерегулируем хидромотор (ХМ), който е монтиран към механичен задвижач мост. Връзката между помпата и ХМ се осъществява чрез гъвкави маслопровода.

Схемата се отличава с простота и възможност за използване на възли и агрегати, които са в серийно производство. Вместо конусно главно предаване се използва цилиндрична зъбна двойка, имаща по-висок КПД и по-проста технология на изработване, което позволява моста да се унифицира с подобните в електрокарното производство.



Фиг. 1. Компоновка на ХОТ с един хидромотор:
1 – блок на помпата; 2 – гъвкави маслопровода; 3 – блок на хидромотора; 4 – задвижач мост



Фиг. 2. Компоновка на ХОТ с два хидромотора:
1 – блок на помпата; 2 – еластичен съединител; 3 – гъвкави маслопровода; 4 – блок на хидромотора; 5 – колесен редуктор

Механичният диференциал може да се замени с два ХМ, свързани паралелно и осигуряващи междуколесна хидродиференциална връзка (фиг. 2). Хидромоторите са монтирани в един блок с колесни редуктори към задвижващите кола. Често фирмите производителки на обемни машини предлагат мотор-кола в комплект с ХМ и едно-, дву- или тристъпални редуктори – най-често планетни.

Тази схема осигурява по-голяма свобода при компоновката и по-малки размери и тегло на ХМ за сметка на усложняване на хидравличните връзки и увеличаване на загубите в маслопроводите. Хидромоторите могат да бъдат регулируеми на две степени със значително по-малки размери от плавно регулируемите. Използването на радиално-бутални

ХМ, монтирани директно в колелата, също е възможно, но при мотокарите се ограничава от размера на гумите.

Фирмите "Linde" е разработила специално за мотокарите Н20, Н25 и Н30 с товароподемност 20, 25 и 30 kN хидравличен задвижващ мост, състоящ се от една аксиално-бутална регулируема помпа, два аксиално-бутални нерегулируеми ХМ и два двустъпални цилиндрични редуктора, всичките обединени в един блок [7]. Тази схема се отличава с най-малки хидравлични загуби, но не позволява унификация и използване на серийни изделия поради своята уникалност.

Определяне на параметрите на хидрообемната трансмисия

Исходни данни при определяне параметрите на ХОТ са:

- собствено тегло на мотокара G_o ;
- товароподемност и коефициент на използване на товароподемността Q_H, K_o ;
- радиус на задвижващите колела (размер на използваните гуми) r_K ;
- коефициент на съпротивление на пътя ψ ;
- номинална скорост на движение v_H ;
- максимално работно налягане в ХОТ (в зависимост от типа на използваните хидромашини) p_{max} ;
- обмен η_o , хидромеханичен η_{xm} и общ η_{xot} КПД при различни режими на работа на хидромашините.

Коефициентът на използване на товароносимостта, номиналната скорост и коефициентът на съпротивление на пътя се определят от режимите на работа на мотокара в конкретни експлоатационни условия.

Номиналната скорост се приема в зависимост от дължината на маршрута за един работен цикъл на мотокара, която най-често е от 140 до 200 m [5]. Данните от хидрообемните машини могат да се вземат от фирмени материали [8] или от литературата [4]. При липса на такива данни се налага експериментално определяне на КПД върху стенд.

Режимът на работа на една обемна хидродинамика при постоянна температура на работния флуид се определя от работното налягане p , честотата на въртене на нейния вал n и текущия работен обем V , когато е регулируема. За геометрично подобни машини с еднаква конструкция и различни размери е удобно при изчисления да се използват безразмерните коефициенти K_p, K_n и K_v , които представляват отношения на текущата стойност на съответната величина към максимално допустимата.

Коефициентите K_{po}, K_{no} и K_{vo} определят оптималния режим на работа на хидромашината, съответстващ на максимален общ КПД [1]. При определяне параметрите на ХОТ се изхожда от условието помпата и ХМ да работят в оптимален режим, когато мотокарът се движи с номинална скорост v_H и развива номинална движеща сила F_H , определена от най-вероятните пътни съпротивления и тегло на превозвания товар.

Предавателното число на колесните редуктори (на моста) и максималният работен обем на ХМ се определят съгласно уравненията:

$$i_B \cdot v_{max} = \frac{F_H 2\pi r_K 1000}{(K_{po} p_{max} - p_2) K_{vo} \eta_{vo} \eta_{xm} \eta_B z}; \quad (1)$$

$$\frac{i_B}{n_{max}} = \frac{K_{no} \pi r_K 3,6}{v_H 30}; \quad (2)$$

$$\frac{n_{max}}{n_{max} \sqrt[3]{v_{max}}} = c = const, \quad (3)$$

където

v_H, F_H, r_K са номинална скорост, номинална движеща сила и радиус на задвижващите колела;

η_{xm}, z – хидромеханичен КПД и брой на ХМ;

η_B и i_B – КПД и предавателно число на колесните редуктори (моста);

$p_{max}, v_{max}, n_{max}$ – максимално допустими работно налягане, работен обем и честота на въртене на ХМ;

p_2 – работно налягане на изхода на ХМ (1,5-2,5 Мпа);

K_{po}, K_{no}, K_v – безразмерни коефициенти, характеризират

раши оптималния режим на работа на ХМ;

C – характерна скорост за геометрично подобни хидромашини, която се определя от проспектни материали [2].

Теоретично необходимият работен обем на ХМ се получава от уравнения (1), (2) и (3):

$$v_{max} = \sqrt[3]{\frac{F_H v_H \cdot 60 \cdot 1000}{C (K_{po} p_{max} - p_2) K_{vo} K_{no} \eta_{xm} \eta_B z \cdot 3,6}}; \quad (4)$$

$$F_H = \psi (G_o + K_o Q_H)$$

След заместване в (1) и (3) се определят и другите две неизвестни i_B и n_{max} .

При определяне на обема на помпата се изхожда от условието за едновременна работа на двете хидромашини в оптимален режим

$$v_{max} n_{max} = \frac{K_{vo} K_{no} z v_{max} n_{max}}{K_{vo} K_{no} z \eta_o \eta_o}; \quad (6)$$

От (3), но записано по отношение на помпата, се получава

$$v_{max} = \sqrt[3]{\frac{K_{vo} K_{no} z v_{max} n_{max}}{K_{vo} K_{no} z \eta_o \eta_o C}}; \quad (7)$$

Мошността N , която помпата консумира от ДВГ, е

$$N = \frac{(K_{po} p_{max} - p_2) K_{no} K_{vo} v_{max} n_{max} z}{\eta_{xm} \eta_c \cdot 60 \cdot 1000} \quad (8)$$

където

K_{po}, K_{no}, K_{vo} са коефициенти, определящи оптималния режим на работа на помпата;

$p_{max}, v_{max}, n_{max}$ – работно налягане, работен обем и честота на въртене, максимално допустими за помпата;

η_{xm}, η_c – хидромеханичен КПД на помпата и КПД на съгласуващия редуктор (ако има);

p_2 – налягане на входа на помпата (1 ÷ 2 МПа).

При определени стойности на въртящия момент (M_o) и честотата на въртене (n_o) на ДВГ се получава минимален специфичен разход на гориво [3]. За ДВГ също могат да се въведат безразмерните коефициенти $K_{no} = n_o / n_N$ и $K_{mo} = M_o / M_{max}$, определящи оптималния му режим, където: n_N е честота на въртене при максимална мощност; M_{max} – максимален въртящ момент на ДВГ.

Мошността на ДВГ, която е на разположение при този режим на работа, може да се означае с N_o .

Избира се подходящ двигател, така че оптималната му честота на въртене да съвпада с тази на помпата, ако това е възможно. В противен случай се използва съгласуващ редуктор (мултипликатор) с предавателно число

$$i_c = \frac{K_{no} n_N}{K_{no} n_{max}}$$

В табл. 1 са дадени необходимите за изчислението данни за хидромашини, произвеждани от фирмите "Rexroth" и "Sauer".

Таблица 1

ТИП	C cm/min	p_{max} MPa	p_{opt} MPa	K_{po} -	K_{no} -	K_{vo} -	η_o %	η_{xm} %
A4V	13000	40	24,0	0,60	0,62	0,85	978	936
A6V	14300	40	17,0	0,43	0,25	0,90	952	926
A2F	15000	40	21,5	0,54	0,47	1,00	973	930
SPV	13200	35	16,1	0,46	0,44	1,00	976	937
SMV	12990	35	17,5	0,50	0,45	1,00	974	941

Пример:

Да се избере ХОТ за мотокар с номинална товароподемност $Q_H = 50$ kN по схемата на фиг. 2 ($z = 2$) с хидромашини от серията А4V и А6V.

Исходни данни за мотокара: $G_o = 80$ kN; $r_K = 0,318$ m; $v_H = 11$ km/h; $\psi = 0,08$; $K_o = 0,44$; $\eta_B = 0,92$. Коефициентът K_{po} трябва да бъде с 2 до 5 % по-малък от коефициента K_{po} . Ако

това не е изпълнено, се изчисляват условните коефициенти:

$$K_{py} = \frac{K_{po} + K_{po}''}{2} + 0,01 = \frac{0,6 + 0,43}{2} + 0,01 = 0,525; \quad (5')$$

$$K_{py} = \frac{K_{po} + K_{po}''}{2} - 0,01 = \frac{0,6 + 0,43}{2} - 0,01 = 0,505;$$

$$F_H = 0,08(80 + 0,44.50) = 8,16 \text{ kN}$$

$$v_{\max} = \sqrt[3]{\frac{8,16.11.60.1000 / 3,6}{14300(0,505.40 - 1,5)0,25.0,9.0,926.0,92.2}} = \quad (4')$$

$$= 55,7 \text{ cm}^3/\text{tr}$$

$$54,8 \text{ cm}^3/\text{tr} (\text{A6V55}) < 55,7 < 80 \text{ cm}^3/\text{tr} (\text{A6V80}).$$

По-подходящ е хидромотор А6V55 с $v_{\max}'' = 54,8 \text{ cm}^3/\text{tr}$ и $n_{\max}'' = 3750 \text{ min}^{-1}$.

$$i_{B_v} = \frac{8,16.2.3.1416.0.318.1000}{54,8(0,505.40 - 1,05).0,9.0,926.0,92.2} = \quad (1')$$

$$= 10,37; \quad (2')$$

$$i_{B_n} = \frac{0,25.3.1416.0.318.3.6.3750}{11.30} = 10,2;$$

$$10,2 < i_B < 10,37;$$

$$v_{\max}' = \sqrt[3]{\frac{0,9.0,25.2.54.8.3750}{0,85.0,62.1.0,978.0,952.13000}} =$$

$$= 55,2 \text{ cm}^3/\text{tr} \quad (7')$$

$$40 \text{ cm}^3/\text{tr} (\text{A4V40}) < 55,2 < 56 \text{ cm}^3/\text{tr} (\text{A4V56}).$$

По-подходяща е А4V56 с $v_{\max}' = 56 \text{ cm}^3/\text{tr}$ и $n_{\max}' = 3400 \text{ min}^{-1}$. Коригира се K'_{VO}

$$K'_{VO} = 55.2.0,85/56 = 0,838;$$

$$N = \frac{(0,525.40 - 1).0,62.0,838.56.3400}{0,936.0,97.60.1000} = 36,25 \text{ kW}; \quad (8')$$

Най-разпространените в нашето мотокарно производ-

ство двигатели имат данни, показани в табл. 2.

Т а б л и ц а 2

ДВГ	N_H kW	n_N min^{-1}	M_{\max} Nm	n_o min^{-1}	M_o Nm	N_o kW	K_{po}	K_{mo}
ДЗ900К	57,6	2500	271	1400	193	28,3	0,56	0,71
Д240	60,0	2050	322	1380	255	36,9	0,67	0,79

По-добро съвпадение на оптималните режими ще се получи при Д240, като е необходима съгласуваща предавка с предавателно число

$$i_c = \frac{0,67.2050}{0,62.3400} = 0,65$$

Изводи

1. За постигане на най-икономична работа на мотокара с хидрообемна трансмисия изборът на параметрите ѝ трябва да се обвърже с конкретните условия на експлоатация.

2. Този подход за избор на хидромашините изисква да се извърши предварителен анализ на оптималните им режими на работа и да се оцени какви комбинации между ДВГ, помпи и хидромотори са възможни и най-подходящи за дадена компоновъчна схема на трансмисията.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Г и г о в, Б. Теглително изчисление на трактор с безстепенна хидрообемна трансмисия. Научна сесия ВМЕИ "Ленин" 89, София, 1989, 9 стр;
- [2] Г о р о д е ц к и й, К., А. А б р а д у ш к и н. Скоростные характеристики зарубежных роторных аксиально-поршневых гидромашин. Тракторы и сельхозмашины. 1978, № 6, с. 40 до 44;
- [3] З о р б я н, С. и др., Оптимизация системы регулирования тракторной моторной установки. Тракторы и сельхозмашины, 1989, кн. 7, с. 14 до 16;
- [4] Объемные гидромеханические передачи. О.М.Бабаев и др.; Под общ. ред. Е.С.Кисточкина. Л., Машиностроение, 1987, с. 256
- [5] Ф и л к о в, А., М. Д о й ч и н о в а. Статистически характеристики на режимите на работа на един универсален високоповдигач. Годишник на НИПКИЕМ, 1971, кн. 2, с. 149 до 160;
- [6] A b e l s, T h., Hidrostatisches Gabelstaplergetriebe. ö + P 15 (1971), No 2, s. 97 - 100.
- [7] A b e l s, T h., Gabelstapler - Fahrtrieb mit Hidrostatik - Getriebe., Antriebstechnik 12 (1973), No 4, s. 51 - 55=
- [8] M a n n e s m a n n - R e x r o t h: Wirkungsgrade der Aksialkolbenmaschinen. Druckschrift API 039, Januar 1983, s. 1 - 11.
- [9] Marktbild Flurförderzeuge 1988/1989, 1989/90, 1990/90. f + h und Distribution.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛНИ ИЗСЛЕДВАНИЯ НА ХИДРООБЕМНА ТРАНСМИСИЯ ПРИ ИНЕРЦИОНЕН ХАРАКТЕР НА ИЗТОЧНИКА И КОНСУМАТОРА НА ЕНЕРГИЯ*

Гл.ас.инж. ВЪТКО ДРАГАНОВ, проф. д-р ВЕНЕЛИН ЖИВКОВ

УДК 658.26:629.113

Екологичните проблеми в големите населени места са свързани до голяма степен с експлоатацията на транспортните средства (ТС). Един от начините за облекчаване на тези проблеми е използването на хибридни системи за задвижване, при които освен основния източник на енергия (обикновено ДВГ) се използват един или повече акумула-

* Изследването е финансирано от НФ "Научни изследвания" към МОНТ

тори на енергия като алтернатива за осъществяване на работата на ТС [1, 7, 8, 13, 14, 15, 16]. Един от перспективните акумулатори на енергия, подходящи за използване в ТС от градски тип, са кинетичните акумулатори на енергия (КАЕ). Необходимостта от значителни капиталовложения за изследвания е ограничила практическата реализация на тази идея в България въпреки наличието на теоретични изследвания в тази област [1, 4, 5, 6, 9, 10, 11, 12]. Обект на настоящата работа са експерименталните резултати, получени