



**НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИ СЪЮЗ  
ПО МАШИНОСТРОЕНЕ**

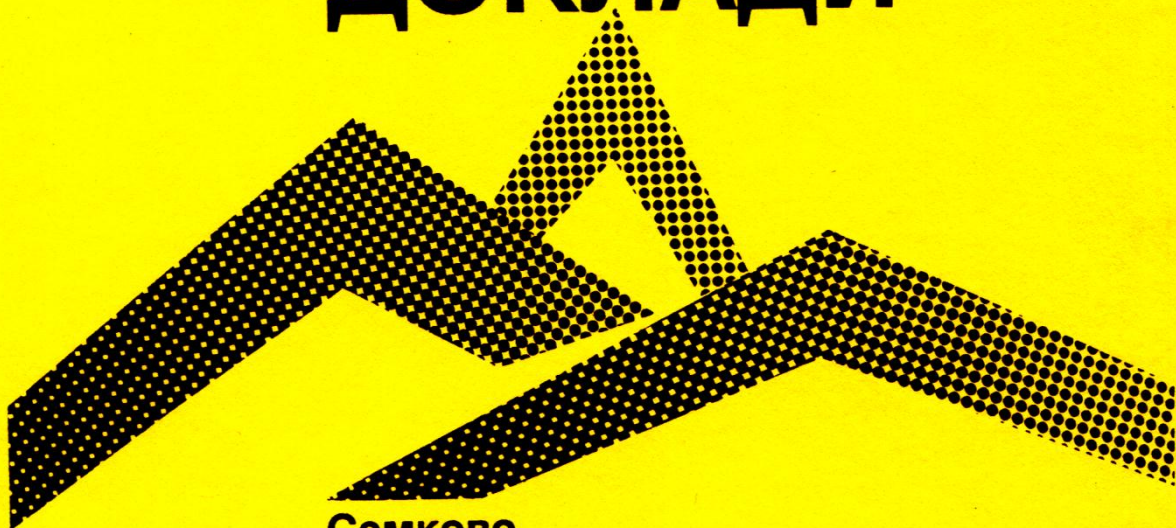
**Национално сдружение на специалистите  
по двигатели с вътрешно горене**

**Национален научно-технически клуб  
на специалистите по автотракторна техника  
и каростроене**

**ТУ София - Факултет по транспорта**

# **МОТАУТО '93**

## **СБОРНИК ДОКЛАДИ**



**Семково  
22-25 ноември 1993г.**

# СЪДЪРЖАНИЕ

## СЕКЦИЯ "ДВИГАТЕЛИ С ВЪТРЕШНО ГОРЕНЕ"

	Стр.
Методика за проектиране на гърбици за разпределителни валове с корекция по способ "Полидайн"	
С. Белчев, ТУ - Варна, България.....	7
Mixed Boundary Value Problem for the Stationary Distribution of Heat in a Non-Homogeneous Medium	
Bozek B. Technical University of Mining and Metalurgy, Cracov, Holly K., Jagellonian University, Cracow, Jaskolski J., Technical University, Cracow.....	13
Investigations on a New Diesel Engine Combustion Process	
Bojadjiev K.G., Khalil Gh.S. Technical Univerity Sofia.....	21
Математическо моделиране на процесите, извършващи се в електро-механична запалителна система	
П. Димитров, ТУ - София, България.....	28
Дизелова горивоподхранваща уредба за директно впръскване на двойно гориво	
С. Жечев, ТУ - Варна, България.....	34
Регулаторни характеристики на дизеловите двигатели, работещи с двойно гориво	
С. Жечев, ТУ - Варна, България.....	40
Относно разпределението на енергията в контурите на авиационните двуконтурни ТРД	
Вл. Иванов, ТУ - София, България.....	43
Някои резултати от изследването на параметрите на газа в проточната част на малоразмерна газова турбина на турбокомпресор	
Вл. Иванов, Г. Панчаревски, ТУ - София, България.....	48
Разработване на шумозаглушител за дизелови двигатели	
Е. Иванов, Р. Рашков, Р. Старобинский, ТУ - Русе, България.....	54
Автоматизирана система за проектиране на силиконов гасител	
И. Иванов, П. Тепавичаров, Е. Иванов, ТУ - Русе, България.....	59



Приложение на метода на планиране на експеримента за определяне на параметрите на бензинов двигател с цел използването им в адаптивна система за управление на режима на празен ход	
Л. Илиев, ТУ - Русе, България .....	65
Анализ на възможностите за използване на колебанията на бензинов двигател като обратна връзка в микропроцесорна управляваща система	
Л. Илиев, ТУ - Русе, България .....	69
Проблеми на оптималното регулиране на автомобилни бензинови двигатели	
Л. Илиев, ТУ - Русе, България .....	75
Индикаторни показатели на двигател ДП 5800 в стандартно изпълнение и при охлаждане на нагнетявания въздух	
П. Йорданов, С. Станчев, ТУ - Русе, България.....	81
Горивен процес за бързоходни дизелови двигатели с намалена димност и токсичност на отработените газове	
Хр. Калайджиев, ТУ - София, България.....	87
Конструктивни особености и регулировъчни параметри на дизеловия двигател Д 4000	
Хр. Калайджиев, ТУ - София, България.....	92
Анодиране челата на бутала за дизелови двигатели	
Н. Колев, Е. Иванов, ТУ - Русе, България .....	96
Изследване влиянието на някои фактори върху дебелината на анодния слой върху челата на бутала чрез създаване на апроксимиращ математичен модел	
Н. Колев, Бр. Начев, Е. Иванов, ТУ - Русе, България.....	101
Автоматизирана система за провеждане на изследвания на бензинов двигател (АСНИ)	
Г. Кръстев, Хр. Станчев, В. Иванов, ТУ - Русе, България.....	106
Някои резултати от изпитване на двутактов бензинов двигател за МОКИК ДБ 50	
В. Маринов, Гр. Панчев, Технотест - София, България .....	112
Каталитичен неутрализатор за изпускателната система на двигател с вътрешно горене	
О.Н. Михайлов, В.А. Дончев, ЦНИИЕМ - София, България .....	117
Предварителна преценка на топлонапрегнатостта на дизелов двигател с корпусни детайли от алуминиева сплав	
М. Серафимов, ТУ - Варна, България .....	120

Възможности за използване на бутало с три бутални пръстена и с нирезистова вложка при дизелов двигател с корпусни детайли от алуминиева сплав М. Серафимов, Е. Овчаров, ТУ - Варна, България.....	126
Намаляване на вибрациите на едноцилиндров двигател за едноосев трактор Ст. Станимиров, Кр. Бояджиев, П. Димитров, ТУ - София, Е. Михайлова, Пл. Ганецовски, Мотор ООД - Враца, България .....	132
Методика за диагностика на горивната система на корабни дизелови двигатели С. Станчев, А. Гутев, ТУ - Русе, България.....	137
Изследване на ефективните показатели на двигател ДП 5800 със система за охлаждане на нагнетявания въздух С. Станчев, П. Йорданов, ТУ - Русе, България.....	142
Изследване на възможностите за подобряване на горивната икономичност на бензинов двигател чрез обединяване на горивната смес Х. Станчев, В. Иванов, ТУ - Русе, България .....	148
Изследване върху развитието на горивната струя от едноотворов разпръсквач за дизелов двигател Т. Тодоров, Л. Митов, Кр. Бояджиев, ТУ - София, България .....	152
Усъвършенстване работния процес на четиритактовите карбураторни двигатели при работа на празен ход и частични натоварвания К. Хаджиев, ТУ - Русе, България .....	158
Конструкция на дюза за двустепенно впръскване за двигател Д 3900 Т. Узунтонев, Д. Пилев, ТУ - Варна, България .....	161

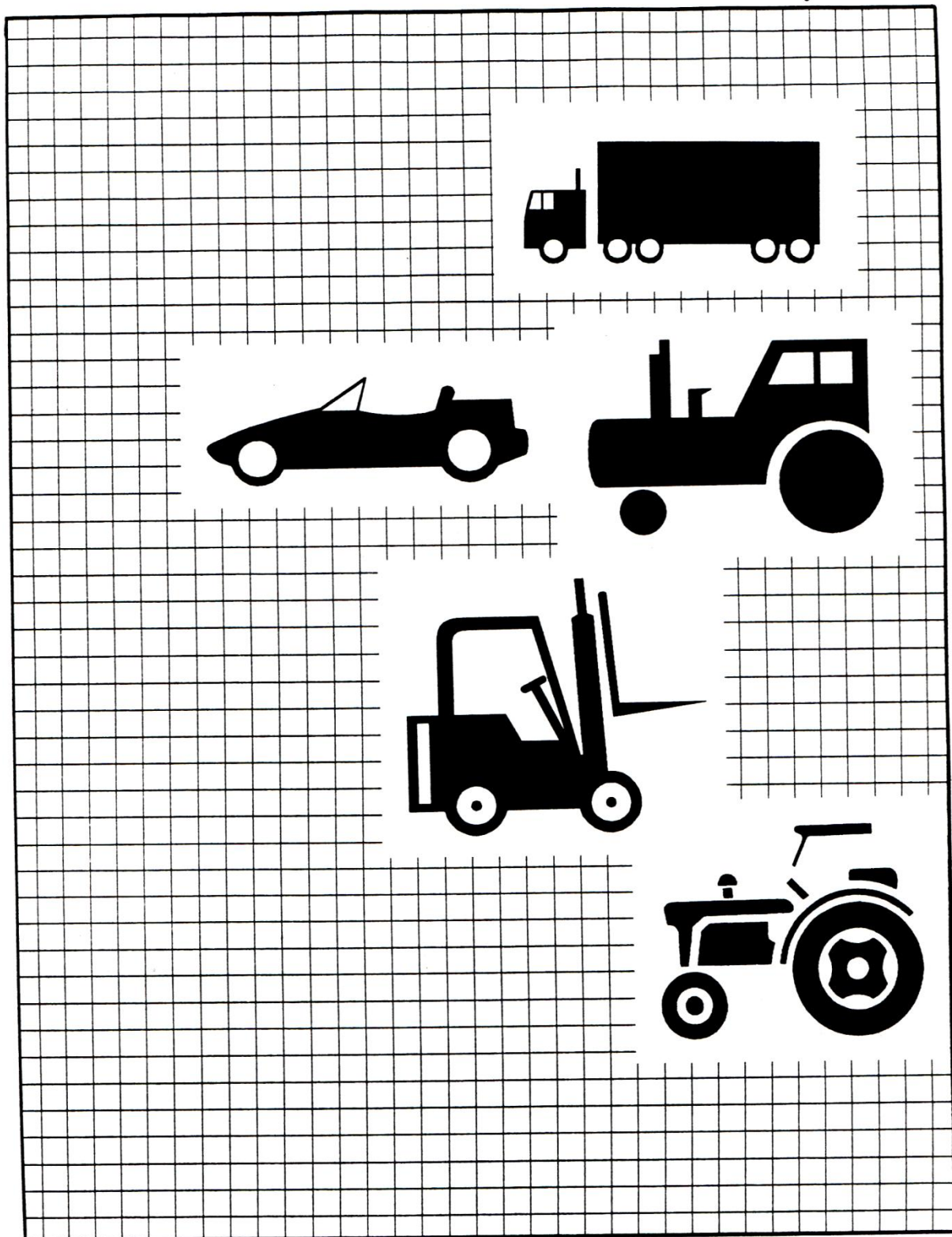
## **СЕКЦИЯ "АВТОМОБИЛИ"**

Factors which have Big Influence on Reduction of Shock' Absorber Resistance Forces Dacev T., Masinski Fakultet, Skopje, Macedonia .....	166
Изследване режимите на работа на дизелов двигател и хидрообемна трансмисия с автоматично управление на помпата Й. Димитров, Б. Гигов, Ст. Парлапанов, ТУ - София, България .....	170

Към определяне нормалните реакции на седлови автоvlak, когато полуремаркетото е с две и повече индивидуално окачени оси Ст. Димитров, ТУ - София, България.....	179
Измервателен комплекс за автоматизирана диагностика на пневматични спирачни системи Ст. Димитров, Б. Борисов, ТУ - София.....	183
Опитно определяне на регулаторните характеристики на мотокарна хидрообемна трансмисия П. Захариев, Б. Гигов, ТУ - София, А. Георгиев, ЦНИИЕМ - София, България.....	188
Многофакторно изследване износването на гумите на управляемите колела при движение в завой Р. ванов, ТУ - Русе, България.....	196
Simulation as a Method of Analysis of the Suspension System for Busses with Air Springs Kosevski M., Masinski Fakultet, Skopje, Macedonia.....	202
Анализ на разбивките на предавките в многостепенни мотоциклетни преводни кутии В. Маринов, Гр. Панчев, Технотест - София, България .....	209
Напречна устойчивост на съчленен автобус със заден движещ мост при установено движение в завой Р. Русев, К. Дочев, Т. Тодоров, В. Райков, ТУ - Русе, България.....	215
Въртящ кръг за съчленен автобус със заден движещ мост Р. Русев, К. Дочев, Т. Тодоров, В. Райков, ТУ - Русе, България.....	219
Моделиране на квазистатично натоварване на автомобилна трансмисия Р. Русев, Т. Тодоров, ТУ - Русе, М. Тодоров, ТИАТ - Шумен, Н. Янков, НИИАТ - София, България.....	225
Автоматизирано проектиране на полуоси на товарни автомобили Р. Русев, Т. Тодоров, ТУ - Русе, Д. Димитров, С. Тошков, ИАИТ - Русе, България.....	229
Application of the Substructure Method to Stress and Deformation Analysis for Vehicle Body Construction Jakimovski Sl., Masinaki Fakultet, Skopje, Macedonia .....	233



СЕКЦИЯ " АВТОМОБИЛИ "



## ИЗСЛЕДВАНЕ РЕЖИМИТЕ НА РАБОТА НА ДИЗЕЛОВ ДВИГАТЕЛ И ХИДРО- ОБЕМНА ТРАНСМИСИЯ С АВТОМАТИЧНО УПРАВЛЕНИЕ НА ПОМПАТА

И.Димитров проф.ктн, Б.Гигов гл.ас.инж., Ст.Парлапанов ст.н.с. ктн  
Технически Университет - София

Въз основа на експериментални данни се получени аналитични зависимости за специфичния разход на гориво на дизелов двигател, коефициента на полезно действие и текущия работен обем на аксиално-бутална помпа /регулируема/ за мотокарна хидрообемна трансмисия. Построени са съответните изолинии в координатна система въртящ момент - честота на въртене на една графика, показващи съвместната работа на двигателя и трансмисията.

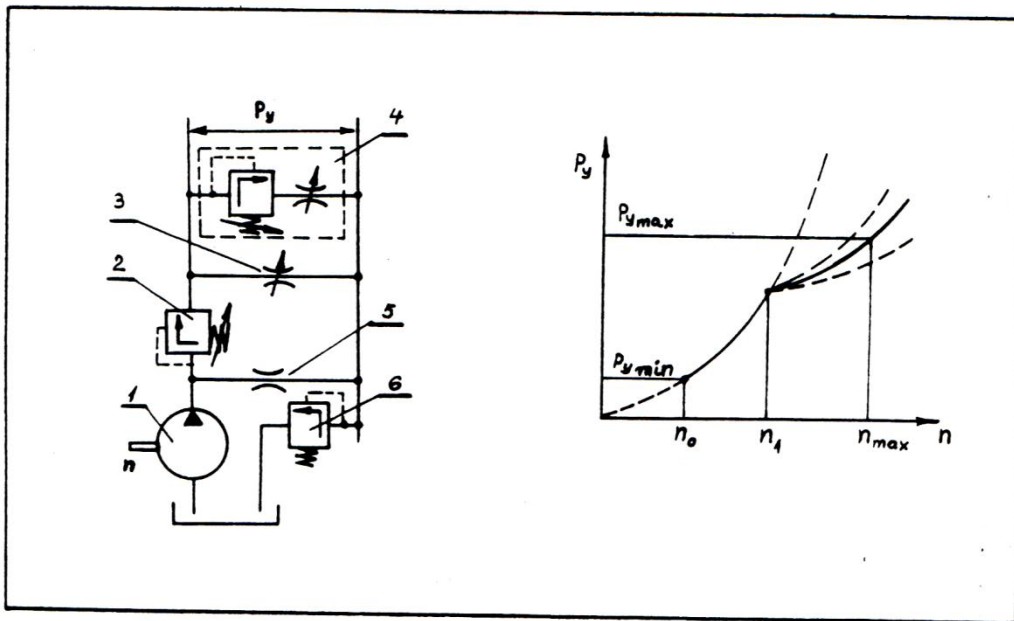
### 1. Увод

Съвременните мотокари универсални високоповдигачи използват почти изключително дизелов двигател с вътрешно горене /ДВГ/ и хидротрансмисия за задвижване на ходовите колела. За разлика от хидродинамичната трансмисия, хидрообемната трансмисия /ХОТ/ не е вътрешно автоматична и управлението ѝ се извършва или ръчно, /което не отговаря на съвременните изисквания/ или автоматично - с външна автоматика. Това може да се разглежда като предимство на ХОТ, тъй като е възможно лесно да си променя характеристиката на автоматичното управление на трансмисията, чрез което да се влияе и на режима на работа на ДВГ. Работният обем на помпата може да се управлява от най-различни механични, хидравлични или електрически параметри в зависимост от условията на работа на самоходната машина. Икономичността на ДВГ може да се оцени най-добре чрез построяване на изолиниите на специфичния разход на гориво в координатна система въртящ момент

/  $M$  / - честота на въртене /  $n$  /, а режима на работа на ХОТ може да се оцени чрез построяване на изолините на постоянен КПД на помпата в същата координатна система.

## 2. Принцип на автоматично управление на мотокарна хидроемна трансмисия

Най-често като управляващи параметри при мотокарните трансмисии се използват честотата на въртене на входа  $n$ , която съвпада с честотата на въртене на колянвия вал на ДВГ в случай, че не се използва съгласуваща зъбна предавка, и работното налягане на помпата  $p$  [4]. На фиг.1 е представена принципна схема и характеристика, които изясняват начина на формиране на управляващото налягане  $p_y$ , голяемината на което зависи от честотата на въртене на помпата  $n$ .



Фиг.1

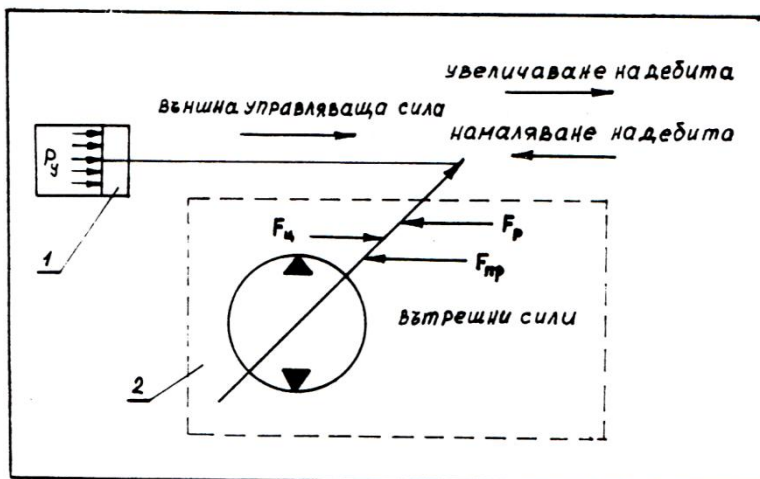
1- Захранваща зъбна помпа, 2, 3 - Клапан и регулируем дросел за потегляне, 4 - Клапан и регулируем дросел за допълнително изменение на характеристиката, 5 - Основен дросел, 6 - Предпазен клапан на захранващата линия.

С увеличаване на честотата на въртене на захранващата помпа 1, която



е куплирана към аксиално-буталната регулируема помпа и се задвижва от нейния вал, налягането ѝ нараства по квадратична зависимост  $p_y = kn^2$ . Това следва от уравнението на Бернули за връзката между налягането и дебита, протичащ през основния дросел 5. За честоти на въртене по-малки от  $n_0$  клапанът 2 е затворен и към регулируемата помпа не се подава управляващо налягане, което съответства на нулев работен обем и работа на ДВГ на празен ход. Моментът на потегляне на мотокара се определя от настройката на клапана 2 и дросела 3.

Характеристиката на управляващото налягане може да се променя с групата 4 с цел най-добро напасване към характеристиката на ДВГ. Така формираното управляващо налягане се подава към управляващия хидравличен цилиндър 1 (фиг.2), който въздейства върху регулиращия орган на помпата 2 в посока на увеличаване на работния обем /дебита/.



Фиг.2

- 1 - Управляващ хидравличен цилиндър,  
2 - Аксиално-бутална регулируема помпа

- пружинна сила и  $F_{ц}$  - центробежна сила, които са вътрешни за помпата и осигуряват най-подходяща характеристика на автоматичното регулиране.

При някои помпи въздействието на работното налягане се осъществява чрез хидроцилиндър и външна сила, както при управляващото налягане, но в обратна посока.

Освен създадената по този начин външна управляваща сила в зависимост от конструкцията на помпата, върху управляващия орган действат и силите:  $F_p$  - пропорционална на работното налягане, което се формира в системата в зависимост от съпротивленията, възникващи при движението на мотокара;  $F_{пр}$

Регулаторните характеристики на ХОТ представляват зависимости на работния обем на помпата  $V$  от работното налягане  $p$  при параметър управляващото налягане  $p_y$  /респективно честота на въртене  $n$  /.

### 3. Многопараметрова характеристика на ДВГ

За построяване на изолиниите на специфичния разход на гориво  $\xi_e$  на ДВГ са необходими експериментални данни за часовия разход на гориво  $G_n$  в зависимост от натоварването на двигателя /съпротивителния момент на колянвия вал  $M$  / при параметър честота на въртене  $n$ .

Данните за  $G_n$  се преизчисляват до специфичен разход по зависимостта:

$$\xi_e = \frac{G_n}{M \cdot n} \cdot \frac{30 \cdot 10^6}{3,14}, \quad \text{г/kWh} \quad (1),$$

където:  $M$  е въртящ момент, Nm ;

$n$  - честота на въртене,  $\text{min}^{-1}$  ;

$G_n$  - часов разход, kg/h .

Аналитичният вид на специфичния разход е получен чрез апроксимация във вида:

$$\xi_e = A_0 + A_1 M + A_2 M^2 + \dots + A_m M^m \quad (2),$$

където  $A_0, A_1, A_2 \dots A_m$  са коефициенти зависещи от честотата на въртене:

$$A_k = a_{0k} + a_{1k} n + a_{2k} n^2 + \dots + a_{pk} n^p \quad (3),$$

където  $a_{0k}, a_{1k}, \dots a_{pk}$  са коефициенти определени при апроксимацията.

Най-грубо приближение се получава при  $m = 2$  и  $p = 2$ , при което се описва с достатъчна точност полето на оптималния режим на ДВГ. Увеличаването на степента на полиномите над 6 не води до увеличаване на точността.

### 4. Изолинии на КПД на помпата

За построяване на изолиниите на КПД на помпата, когато тя е регулируема е необходимо да се изясни връзката между работния ѝ обем, налягането, честотата на въртене, обемния и хидромеханичния КПД.

Регулаторните характеристики на помпата са получени експериментално въз основа на проведени пътни изследвания на мотокари от фамилията "Рекорд-3" I2I. Те потвърдиха линейния характер на зависимостта на работния обем от работното налягане при постоянна честота на въртене на ДВГ:

$$k_V = C_1 + C_2 \cdot k_p \quad /4/,$$

където:  $k_V = \frac{V}{V_{\text{макс}}}$  е относителния обем на помпата,

$$k_p = \frac{p}{p_{\text{макс}}} \text{ - относителното работно налягане,}$$

$C_1$  и  $C_2$  - коефициенти, зависещи от честотата на въртене.

Анализът на тези коефициенти показва, че те могат да бъдат апроксимирани достатъчно добре с полином от втора степен по отношение на управляващото налягане  $p_y$  :

$$C_1 = C_{10} + C_{11} \cdot p_y + C_{12} \cdot p_y^2 \quad /5/,$$

$$C_2 = C_{20} + C_{21} \cdot p_y + C_{22} \cdot p_y^2 \quad /6/,$$

където  $C_{10}$ ,  $C_{11}$ ,  $C_{12}$ ,  $C_{20}$ ,  $C_{21}$  и  $C_{22}$  са коефициенти, определени при апроксимацията.

Уравнението на управляващото налягане може да се представи във вида:

$$p_y = (k_1 + k_2) \cdot n^2 \quad /7/,$$

$$\text{ако } n < n_1, k_2 = 0, k_1 \neq 0,$$

$$\text{ако } n \geq n_1, k_2 \neq 0, k_1 \neq 0,$$

където  $k_1$  и  $k_2$  са коефициенти, определени при настройката на елементите 3 и 4 / Фиг.1 /.

Обемният и хидромеханичният КПД са изследвани експериментално в лабораторни условия на стенд в катедра "Автомобили, трактори и кари" на ТУ - София. Те са функция на работния обем, работното налягане и честотата на въртене на хидромашината /при постоянна температура на работния флуид - маслото/. Характерът на тези функции е изследван от редица автори I1, 3I и е установено, че най-добро приближение се по-



лучава с дробно-линейна функция.

Когато хидромашината работи като помпа за общия ѝ КПД може да се напише:

$$\eta = \frac{1 - A}{1 + B} \quad /8/$$

където:  $A = N_y / N_i$ ,  $B = N_{тр} / N_i$ ,

$N_y$  е мощност, дължаща на загубите от утечки,

$N_{тр}$  - мощност, дължаща се на различните видове триене,

$N_i$  - индикаторна мощност на хидромашината.

Величините А и В характеризиращи обемните и хидромеханични загуби могат да се представят като функции на налягането, обема и честотата на въртене в безразмерен вид:

$$A = a_1 \frac{k_p}{k_v \cdot k_n} + a_2 \frac{k_p^2}{k_v \cdot k_n} + a_3 \frac{k_p}{k_v} + a_4 \frac{k_p^2}{k_v} + a_5 \cdot k_p + a_6 \cdot k_p^2 \quad (9)$$

$$\begin{aligned} B = & \frac{b_1}{(b_2 + k_n)k_v} + \frac{b_3 \cdot k_v^2}{b_2 + k_n} + \frac{b_4 \cdot k_n}{(b_2 + k_n)k_v} + \frac{b_5 \cdot k_n \cdot k_v^2}{b_2 + k_n} + \\ & + \frac{b_6}{(b_7 + k_n)k_p} + \frac{b_6}{(b_7 + k_n)k_p k_v} + \frac{b_8 \cdot k_n}{(b_7 + k_n)k_p} + \frac{b_8 \cdot k_n}{(b_7 + k_n)k_p k_v} + \\ & + \frac{b_9 \cdot k_n^2}{k_p \cdot k_v} + \frac{b_9 \cdot k_n^2 \cdot k_v^2}{k_p} \end{aligned} \quad (10)$$

където  $a_1, a_2, \dots, a_6$  и  $b_1, \dots, b_9$  са коефициенти, определени при апроксимацията,

$k_n = \frac{n}{n_{\max}}$  е относителна честота на въртене.

При зададена честота на въртене и постоянен общ КПД след заместване в уравненията /4 + 7/ се получава линейната зависимост между обема и налягането на помпата, която като се замести в уравнения /8 + 10/ води до биквадратно уравнение за работното налягане от вида:

$$\eta = E_0 + E_1 \cdot k_p + E_2 \cdot k_p^2 + E_3 \cdot k_p^3 + E_4 \cdot k_p^4 \quad (11),$$

където:  $E_0, E_1, \dots, E_4$  са коефициенти, зависещи от честотата на въртене, работния обем и характеристиката на автоматиката.

Това уравнение има два реални корена, които съответствуват на две стойности на въртящия момент на помпата, изчисляеми съгласно за висимостта:

$$M_{1,2} = k_{p_{1,2}} \cdot k_{V_{1,2}} (1 + B_{1,2}) \cdot M_{\text{макс}} \quad /12/,$$

където:  $k_{p_{1,2}}$  са корените на уравнение 11,

$k_{V_{1,2}}$  - относителните обеми, съответстващи на тези корени, изчислени по уравнение 4,

$B_{1,2}$  - стойностите на величината  $B$ , изчислени по уравнение 10 и удовлетворяващи корените

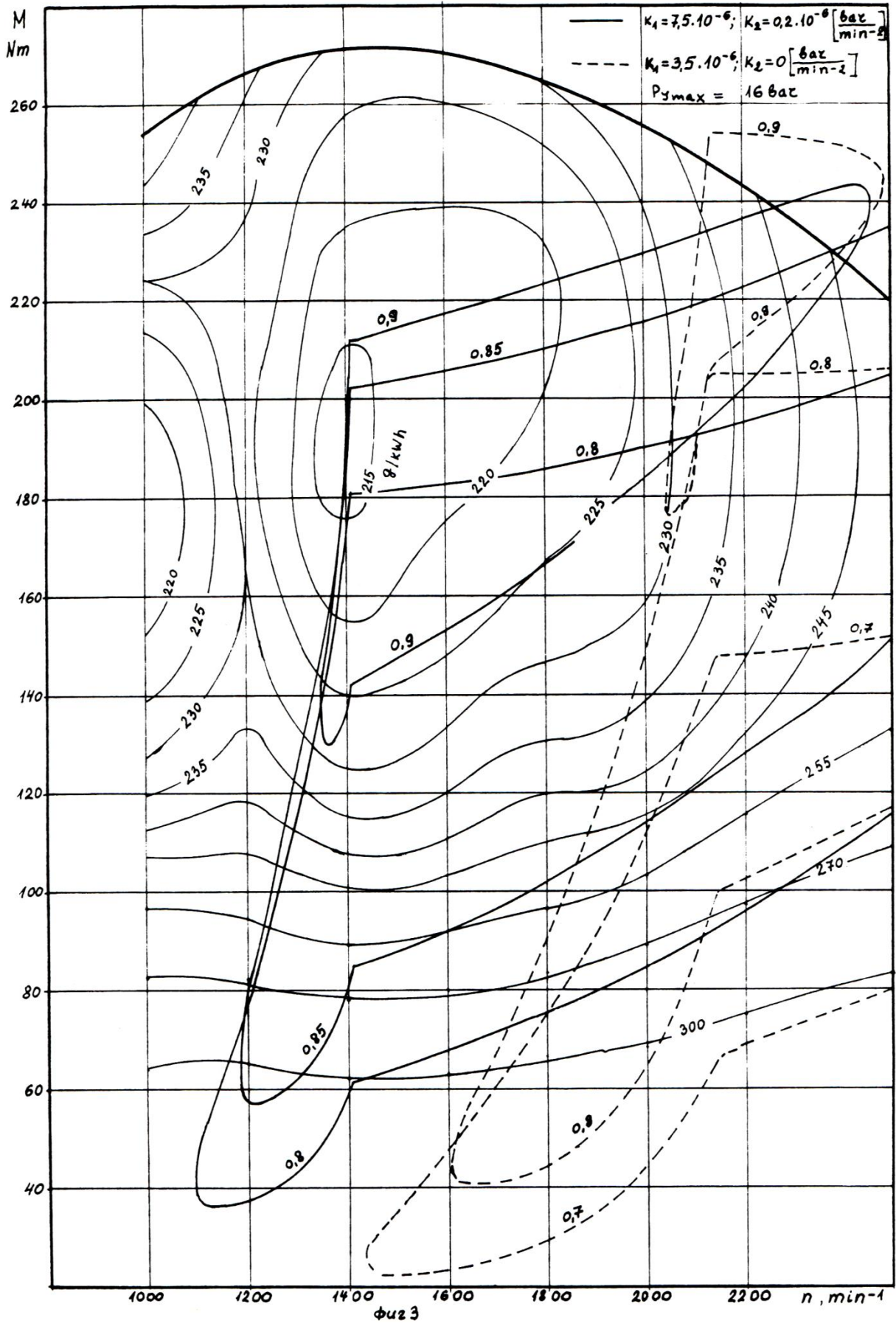
$$M_{\text{макс}} = \frac{p_{\text{макс}} \cdot V_{\text{макс}}}{20.3,14} - \text{максимален въртящ момент на}$$

помпата.

Получените по този начин характеристики са показани на фиг.3. На една графика в координати въртящ момент  $M$  - честота на въртене  $n$  са начертани изолиниите на специфичния разход на гориво на ДВГ и изолиниите на постоянен КПД на помпата. Изолиниите на постоянен КПД на помпата са показани в два варианта: с прекъсната линия е даден вариант, при който  $k_2 = 0$  за целия диапазон на регулиране, а с плътна линия - вариант, при който  $n_1 = 1400 \text{ min}^{-1}$ . Във втория вариант има съвпадение на оптималните режими на ДВГ и помпата.

### 5. Изводи:

Подобряването на икономичността на ДВГ при работа съвместно с хидрообемна трансмисия с автоматично управление на помпата може да се постигне чрез подходящ избор на типоразмер на регулируемата помпа и параметри на автоматичното регулиране.





## Л И Т Е Р А Т У Р А :

1. Городецкий К.И., Михайлин А.А., КПД объемных гидropередач. Тракторы и сельхозмашины, 1979, 9, стр.10-11.
2. Захариев П. и др. Опытнo определяне на регулаторните характеристики на мотокарна хидрообемна трансмисия. Международна научна конференция по двигатели и автомобили "MOTAUTO", София-Семково, XI, 93
3. Бабаев О.М. и др. Объемные гидромеханические передачи, под общ. ред. Е.С. Кисточкина, Ленинград, Машиностроение, 1987, стр.256.
4. Ortwig H., Automotiver Fahrtrieb für selbstfahrende Arbeitsmaschinen. Antriebstechnik 31 (1992), n. 3, s.89 + 93.