

Г-ТУ-София-НС  
1989

ИННО-ЭЛЕКТРОТЕХНИЧЕСКИ ИНСТИТУТ  
„В. И. ЛЕНИН“ — СОФИЯ

НАУЧНА СЕСИЯ  
ВМЕИ «ЛЕНИН» '89  
5 – 7 октомври 1989 год.

**ПОКАНА  
И  
ПРОГРАМА**

СОФИЯ  
1989



П О К А Н А

Висшият машинно-електротехнически институт "В.И. Ленин"  
- София организира на 5, 6 и 7 октомври 1989 год. (четвъртък,  
петък и събота)

РЕДОВНА НАУЧНА СЕСИЯ

ВМЕИ "ЛЕНИН" '89

Организационният комитет най-учтиво Ви кани да присъствувате на откриването на сесията на 5 октомври 1989 год. в зала 2140 от 10,00 часа и да вземете участие в заседанията, които ще се проведат в съответствие с настоящата програма.

ПРЕДСЕДАТЕЛ НА ОРГАНИЗАЦИОННИЯ КОМИТЕТ

проф. д. т. н. инж. Людмил Даковски  
Ректор на ВМЕИ "В.И. Ленин"



## О Б Щ И У К А З А Н И Я

Редовната научна сесия "В. М. Е. И "Ленин" '89 ще се проведе на 5, 6 и 7 октомври 1989 година в сградите на Института в Студентския град "Хр. Ботев" (Дървеница) и при паметника на В. Левски. Сесията ще се открие на 5 октомври (четвъртък) от Ректора на ВМЕИ "Ленин" на пленарно заседание, което ще започне в 10,00 ч. в зала 2140 (Студентски град). След откриването сесията ще продължи работата си в следните секции:

- I. МАШИНОСТРОЕНЕ - Студентски град, блок IV
- II. МАШИНОСТРОИТЕЛНИ ТЕХНОЛОГИИ - Студентски град, бл. III и I
- III. ЕНЕРГОМАШИНОСТРОЕНЕ - Студ. град и сграда при пам. Левски
- IV. ТРАНСПОРТНО МАШИНОСТРОЕНЕ И ТРАНСПОРТ - Студ. град, бл. I, IV и IX
- V. ЕЛЕКТРОТЕХНИКА - Сграда при пам. Левски
- VI. РАДИОЕЛЕКТРОНИКА - Студ. град, бл. I и II
- VII. АВТОМАТИКА - Студ. град, бл. II и IX
- VIII. РОБОТИКА - Студ. град, бл. II
- IX. ПРИЛОЖНА МАТЕМАТИКА - Студ. град, бл. II
- X. ИНЖЕНЕРНА ЕКОЛОГИЯ - Студ. град, бл. II
- XI. БИОТЕХНОЛОГИИ - Студ. град, бл. II
- XII. ДИЗАЙН И ЕРГОНОМИЯ - Студ. град, бл. III
- XIII. ИДЕОЛОГИЧЕСКИ ДИСЦИПЛИНИ - Студ. град, бл. II
- XIV. ИНЖЕНЕРНА ПЕДАГОГИКА И ТСО - Студ. град, бл. II и IV, Сливен
- XV. ФИЗИЧЕСКО ВЪЗПИТАНИЕ И СПОРТ - Студентски град
- XVI. ТЕХНИКА И ТЕХНОЛОГИЯ НА НЕМЕТАЛНИТЕ МАТЕРИАЛИ - Студ. град бл. II

Регистрацията на участниците ще става по секции в деня на откриването (5 октомври) от 8,00 ч. Външните участници трябва да носят документ за редовно внесена такса за правоучастие с упоменато име на участника. Възможно е таксата да се заплати при регистрацията, но в този случай не се гарантира получаването на материалите от сесията.

Копия от пълните текстове на докладите по време на сесията могат да се правят в Техническия архив (от микрофишовете), а след сесията - и в Централната техническа библиотека - ЦИНТИ.

Работата на секциите и подсекциите ще протече по дадената в този сборник програма. Регламентът за изнасяне на всеки доклад включително прожекции и дискусии е до 20 минути.

За всички интересувачи Ви въпроси се обръщайте към секретариата на сесията на телефоните, дадени на стр. 5. В дните на сесията при входа на бл. I ще функционира информационно бюро. Организационният комитет е в стая 1345.



## ТЕМАТИКА НА СЕКЦИИТЕ

- Секция I - Машиностроене: Автоматизация на проектирането и производството в машиностроенето; уредостроене; взаимозаменяемост и управление на качеството в машиностроенето; подемно-транспортни и машиностроителни конструкции и системи; Патентно дело
- Секция II - Машиностроителни технологии: Метолознание и технология на металите; Технология на машиностроенето и металорежещи машини; Икономика, организация и управление на машиностроителното производство; Теория на механизмите и машините; Гражданска отбрана
- Секция III - Енергомашиностроене: Хидроаеродинамика и хидравлични машини; Текстилна техника; Топлоенергетика; Ядрена енергетика; Топлинна и масообменна техника
- Секция IV - Транспортно машиностроене и транспорт: Двигатели с вътрешно горене; Автомобили, трактори и кари; Автомобилен транспорт; Железопътна техника; Съпротивление на материалите; Механика
- Секция V - Електротехника: Електроенергетика; Електромеханика; Електроснабдяване и електрообзавеждане; Осветителна техника; Електрически апарати
- Секция VI - Радиоелектроника: Радио и телевизионна техника; Съобщителна и осигурителна техника; Електронна техника; Изчислителна техника; Полупроводникови прибори, микроелектронни елементи и технологии; Конструирание, технология и надеждност на радиоелектронна апаратура; цифрова обработка на сигнали
- Секция VII - Автоматика: Автоматика и системотехника; Автоматизация на производството; Теоретична и измервателна електротехника; Приложение на микропроцесорната техника в системите за управление



- Секция VIII - Роботика: Електронни системи за управление на роботите; Връзка на роботите с околната среда; Механизми за робототехниката
- Секция IX - Приложна математика: Основни математични структури; Информатика. Приложения
- Секция X - Инженерна екология - Екологични технологии, оценка на влиянието върху околната среда на различни технологии и производства, екологично обучение
- Секция XI - Биотехнологии - Биотехнологични апаратури и устройства, информационно осигуряване, контрол
- Секция XII - Дизайн и ергономия - Инженерна ергономия и дизайн; Промислено проектиране
- Секция XIII - Идеологически дисциплини: Научен комунизъм и история на БКП; Политическа икономика; Философия
- Секция XIV - Инженерна педагогика и ТСО: Нови методи, технически средства и системи за обучение; проблеми на обучението по чужди езици и български език; Инженерна педагогика.
- Секция XV - Физическо възпитание и спорт: Проблеми на обучението по физическо възпитание във ВУЗ; Физиологически и методически аспекти на физическото възпитание и спорта във ВУЗ
- Секция XVI - Техника и технология на неметалните материали: Изследване, разработка и внедряване на полимерни материали



Секция IV

ТРАНСПОРТНО МАШИНОСТРОЕНЕ  
И ТРАНСПОРТ

Програма



Г Р А Ф И К

IV. СЕКЦИЯ "ТРАНСПОРТНО МАШИНОСТРОЕНЕ И ТРАНСПОРТ"

ПОДСЕКЦИЯ	I засед.	II засед.	III засед.	IV засед.	ЗАЛА
Автомобилен транспорт	6.10.1989 9 <sup>00</sup> -12 <sup>00</sup>	6.10.1989 14 <sup>00</sup> -16 <sup>00</sup>	-	-	9125
Автомобили, трактори и кари	5.10.1989 14 <sup>00</sup> -18 <sup>00</sup>	6.10.1989 9 <sup>00</sup> -12 <sup>00</sup>	6.10.1989 14 <sup>00</sup> -18 <sup>00</sup>	-	9218
Двигатели с вътрешно горене	5.10.1989 14 <sup>00</sup> -18 <sup>00</sup>	6.10.1989 9 <sup>00</sup> -13 <sup>00</sup>	-	-	9224
Железопътна техника	5.10.1989 14 <sup>00</sup> -18 <sup>00</sup>	6.10.1989 9 <sup>00</sup> -13 <sup>00</sup>	6.10.1989 14 <sup>00</sup> -18 <sup>00</sup>	-	9221
Механика и Съпромат	5.10.1989 14 <sup>00</sup> -18 <sup>00</sup>	6.10.1989 9 <sup>00</sup> -13 <sup>00</sup>	6.10.1989 14 <sup>00</sup> -18 <sup>30</sup>	7.10.1989 9 <sup>00</sup> -13 <sup>30</sup>	1412



П Р О Г Р А М А

ПОДСЕКЦИЯ "АВТОМОБИЛЕН ТРАНСПОРТ"

Петък, 6.10.1989 г.

Зала 9125 (IX блок)

I-ВО ЗАСЕДАНИЕ 9.00 - 12.00 ч.

Председател: доц.ктн.инж. Георги Борисов Джонев

Секретар: ст.ас.инж. Васил Вилхелм Иванов

КОЮМДЖИЕВ Г.

Използуване на критичните ситуации за откриване на потенциалноопасните места

ТРАЙКОВ Б.

Изследване на магнитоелектрическите датчик за безконтактни запалителни системи

ГЛАВЧЕВ Г., ГАЧЕВ И.

Устройство за сигнализиране наличието на опасни участъци на пътя с "бягаща светлина"

СИМЕОНОВ Г., ПЕНЧЕВА В.

Основни моменти от постановката и методите за решаване на задачата за маршрутизация превозите на товари в малки партии

ГЕЛКОВ Х., МАРИНОВ М.

Устройство за измерване на сцеплението между гума и пътна настилка и за оценяване неравностите на пътя

ГАНЕВ Д.

Метод за изчисляване на програми за координирано регулиране на уличното движение от вида "Зелена вълна"

МАРИНОВ М.

Определяне на продължителността на цикъла и фазите на светофарно управляванс кръстовище по критерия разход на гориво



ВАСИЛЕВ В.

Методика за избор на маршрути на движение при товарните автомобилни превози

КОЮМДЖИЕВ Г.

Анализ на ПТП на територията на бившия Софийски окръг и оценка на местата с концентрация на ПТП

Разисквания по докладите

II-РО ЗАСЕДАНИЕ 14,00 - 16,00 ч.

ПЕНКОВ И., ВАСИЛЕВ В.

Влияние на организационните и технологични фактори на транспортния процес върху БД

МИРЕВ Л., КРЪСТЕВ К., ВЕСЕЛИНОВА Е., МИЛАМОВА Д.

Система за обработка на информация от бордови микрокомпютър

ВАСИЛЕВ В.

Методика за подбор на подвижен състав при превоза на товари с отчитане на БД

СТЕФАНОВА К.

Анализ на методите за сцеляване на времето на пътуване при използване на градския обществен транспорт

ДЖОНЕВ Г.

Оценка на надеждността при незавършени изпитания чрез използване на метода на моментите

ЛИЛОВ Н., ВЕЗИРОВ Ч., КОЛЕВ Ст., КОНОВ Цв.

За определяне производителността на автомобили



Разисквания по докладите  
К р а й

ПОДСЕКЦИЯ "АВТОМОБИЛИ, ТРАКТОРИ И КАРИ"

Четвъртък 5.10.1989 г.

Студентски град, бл. IX, зала 9218

I-ВО ЗАСЕДАНИЕ 14.00 - 18.00 ч.

Председател: проф. ктн. Йордан Николов Димитров

Секретар: ст. н. с. II ст. Петър Захариев Данев

СЕМОВ Д., НАЙДЕНОВ Л.

Върху един метод за определяне спирачните сили на автомобила  
СЕМОВ Д., НАЙДЕНОВ Л.

Влияние на конструктивните и масови показатели на автомобиле  
върху разпределението на спирачните сили

ДВОРНИ К., ГРАБОВСКИ Й.

Двурежимно антиблокиращо устройство за пневматични спи-  
рачни системи

АНДЕЙКОВСКИ Р.

Симулационни изследвания на техническата устойчивост на  
движението на автомобила

БОРИСОВ Ч., НЕМСКИ Г., ДИМИТРОВ Д.

Някои варианти на постановки за измерване на моментна  
скорост при изпитване на автомобилите на устойчивост и управляемост  
БОРИСОВ Ч.

Апаратура за експериментално изучаване устойчивостта и  
управляемостта на автомобила



ИГОВ Б.

Теглително изчисление на трактор с безстепенна хидрообменна трансмисия

Разисквания по докладите

Петък 6.10.1989 г.

Студентски град, бл. IX, зала 9218

II-РО ЗАСЕДАНИЕ 9.00 - 12.00 ч.

Председател: проф. ктн. Йордан Николов Димитров

Секретар: ст. н. с. II ст. Петър Захариев Данев

БОШНАКОВ П.

Перспективен автобетоносмесител от среден клас

ИЛАРИОНОВ П.

Акумулиращи елементи за хидрогазовите рекуперативни устройства

ДИМИТРОВ Ст., БОРИСОВ Б., АНГЕЛОВ А.

Към моделиране движението на автовлак по зададен маршрут  
ДИМИТРОВ Ст.

Приложение на компютърното симулиране на движението на автосвлака при сравнителен анализ на теглително скоростните свойства в учебния процес

ПЕТРОВ П.

Относно агрегатирането на колесните трактори с навесни работни машини

СТОЯНОВ Е.

Метод за пресмятане на еластичен ограничител вграден в окачването на управляем мост на кар високоповдигач



ТОДОРОВСКА, АЖНЕВСКА А.

Възможност за проектиране на безопасна носеща конструкция на автобус

Разисквания по докладите

III-ТО ЗАСЕДАНИЕ 14.00 - 18.00 ч.

Председател: проф. ктн. Йордан Николов Димитров

Секретар: ст. н. с. Ист. Петър Захариев Данев

КУНЧЕВ Л.

Изследване на вибрационното поведение на еластично окачена пневматична гума

ПАРЛАПАНОВ Ст., РАДОСЛАВОВ И., КОСТОВ К., ИВАНОВ П.

Пътно и стендово якостно изпитване на мотокар

ЧУКУРЛИЕВ Д., ЗАХАРИЕВ П., КУЗМОВ Д.

Изследване на управляеми мостове за кари в лабораторни условия

ЛЮБЕНОВ С., КАЦОВ Д., ЕВТИМОВ И.

Определяне на инерционните моменти в кормилното управление на трактора ТК 80

ЛЮБЕНОВ С, КАЦОВ Д., ЕВТИМОВ И.

Изследване на триенето в кормилното управление на трактора ТК 80

ТЕРЗИЙСКИ Г., БЪЛЧЕВ К., ДЖОНДЖОРОВ А.

Бископчестотни трептения на радиална пневматична гума при трипосочни смущения

ИЛИЕВСКИ Ан.

Влияние на еластичността на самонсещата конструкция на автобус с удължена база върху изменението на вертикалните ускорения



Разисквания по докладите  
К р а й

ПОДСЕКЦИЯ "ДВИГАТЕЛИ С ВЪТРЕШНО ГОРЕНЕ"

Четвъртък 5.10.1989 г.

Студентски град, бл. IX, зала 9224

Председател: проф. ктн. инж. Стоян Сталев Маслинков

Секретар: гл. ас. инж. Златко Дойчинов

I-ВО ЗАСЕДАНИЕ 14.00 - 18.00 ч.

МОРОЗОВ Ю.

Оптимална товароносимост на масления слой между буталото и цилиндровата стена

ОВЧАРОВ Е., СЕРАФИМОВ М.

Деформирано състояние на буталото на двигател Д 3900/Перкинс 4.236 /при имитирано свръхпълнене

ПАНЧЕВ Е.

Влияние на температурата на вътрешната повърхност на цилиндъра и челото на буталото върху крайните параметри на процеса "пълнене" на дизелов двигател - Д 3900 А

Разисквания по докладите

Почивка: 16.00 - 16.30 ч.

РУСИМОВ Р., КУНЕВ Х., РУСЕВ П.

Изследване неутрализацията на отработените газове на дизелов двигател с катализатори от благородни метали



## ТЕГЛИТЕЛНО ИЗЧИСЛЕНИЕ НА ТРАКТОР С БЕЗСТЕПЕННА ХИДРООБЕМНА ТРАНСМИСИЯ

инж. Бойко Иванов Гигев

ВМЕИ - София

Хидрообемната трансмисия поради известните си предимства все повече наблиза в транспортната техника. Тя се оказва особено подходяща за тракторите, тъй като при правилно избрани хидромашини и регулиране е възможно да се достигне безстепенно изменение на скоростта на движение и теглителната сила на трактора в широк диапазон, така че да се покриват и трите режима характерни за работата на селскостопанските трактори - работен, транспортен и работа с максимална теглителна сила.

В практиката често се използва комбинация от последователно свързани хидрообемна трансмисия и механична предавателна кутия (ПК) с три предавки, съответстващи на горните режими на работа, като в хидравличната част се прилага регулируема помпа и нерегулируем мотор. Тази схема и схемата с обемни степени на хидромотора (хидромоторите) не са разглеждани, тъй като се явяват частен случай на схемата с регулируема помпа (помпи) и регулируем мотор (мотори), по която общата област на регулиране може да достигне до 15 в зависимост от възможностите на регулируемите хидромашини. По обща област на регулиране се разбира произведението на областта на регулиране с помпата -  $R'$  и областта на регулиране с хидромотора -  $R''$ .

Където  $R'$  и  $R''$  са отношения на максималния към минималния работен обем на помпата и хидромотора по постоянна мощност, консумирана от двигателя с вътрешно горене (ДВГ). Освен това се различава кинематична и силова област на регулиране, които представляват отношения на максималната към минималната теоретична скорост  $\varphi_T$  и максималната към минималната движеща сила  $F_k$ , които поради различния общ коефициент на полезно действие (КПД) на хидротрансмисията практически не са еднакви.

Целесъобразно е използването на такава трансмисия при машини, които изискват голям брой механични предавки и превключване без прекъсване на силовия поток. При правилно избрани хидромашини максимален общ КПД на хидротрансмисията трябва да се получи по работа на трактора на работен режим в областта на номиналната теглителна сила и съответната ѝ предписана работна скорост, където трябва да се получи и максимум на общия теглителен КПД. При работа на транспортен режим и в режим с максимална теглителна сила, КПД на хидротрансмисията е по-нисък, но това е допустимо, тъй като тракторът основно ще работи в работен режим.

Целта на теглителното изчисление е да се построи теоретичната теглителна характеристика с безстепенна хидрообемна трансмисия. Като изходни данни за изчислението се задават:

- \* номиналната теглителна сила -  $F_{Tn}$  [kN]
- \* работната скорост по  $F_{Tn}$  -->  $\varphi_n$  [km/h]
- \* зависимостта на коефициента на боксуване от теглителния фактор -  $\delta = f(T)$  (теоретично или експериментално за подобен на проектирания трактор) и данни за коефициента на съпротивление от придвижване  $f$  за съответния терен.

\* схемата на хидрообемната трансмисия (брой на помпите и моторите и свързването им).



\* опитни данни на съответната фирма производител на обемните хидромашини за изменението на обемния и хидромеханичния КПД на помпите и моторите в зависимост от режима на работа. (таблично и графично)

\* типоразмерите на съответната фирма с данни за:

- максималните работни обеми -  $V_{max}$  [см<sup>3</sup>/tr]

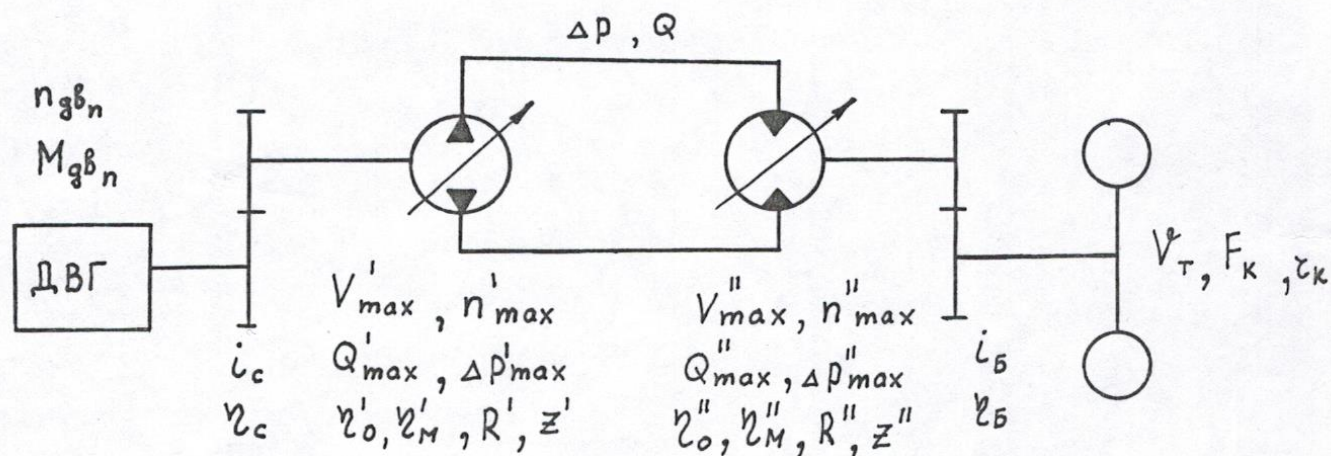
- максимално допустимо работно налягане -  $\Delta p_{max}$  [Мра]

- максимално допустима честота на въртене -  $n_{max}$  [tr/min]

- максимално допустим работен дебит, както за помпите така и за моторите и минимално допустим работен обем за хидромоторите.

Приема се, че трансмисията осигурява работа на двигателя на номинален режим в целия диапазон - от  $F_{kmin}$  до  $F_{kmax}$ , респективно от  $V_{Tmax}$  до  $V_{Tmin}$ , а в областите от 0 до  $V_{Tmin}$  и от 0 до  $F_{kmin}$  - работа на ДВГ по регулаторния клон.

Пълното експлоатационно тегло на трактора -  $G$  [кN] и параметрите на ходовия двигател ( $r_k$  [m]) се определят както при механична трансмисия по [1], като се приема КПД на механичната част за константа, а КПД на хидрообемната трансмисия за 1. Определят се  $\delta_{opt}$ ,  $T_{opt}$ ,  $\lambda$ .



Фиг. 1

На фиг. 1 е дадена принципна схема на трансмисия с една помпа и с един хидромотор и са означени характерните величини необходими при изчислението.

С  $i_c$  и  $\gamma_c$  са означени съответно предавателното число и механичния КПД на съгласуващата предавка между ДВГ и помпата, която в общия случай може да съществува. С  $\gamma'_o$ ,  $\gamma''_o$  и  $\gamma'_m$ ,  $\gamma''_m$  са означени обемния и хидромеханичния КПД на помпата и мотора. С  $R'$  и  $R''$  са означени областта на регулиране с помпата  $V'_{max}/V'_{min}$  и с мотора  $V''_{max}/V''_{min}$ . С  $i_b$  и  $\gamma_b$  са означени предавателното число и КПД на бордовата предавка, която при използване на механичен диференциал и главно предаване трябва да включва общото предавателно число и КПД на главното и крайното предаване ( $i_b = i_{gp} \cdot i_{kp}$ ;  $\gamma_b = \gamma_{gp} \cdot \gamma_{kp}$ ).

От анализа на данните за КПД на хидромашините [7] се намират оптималните режими на работа за помпите и хидромоторите на съответния типоразмерен ред, който се характеризира с



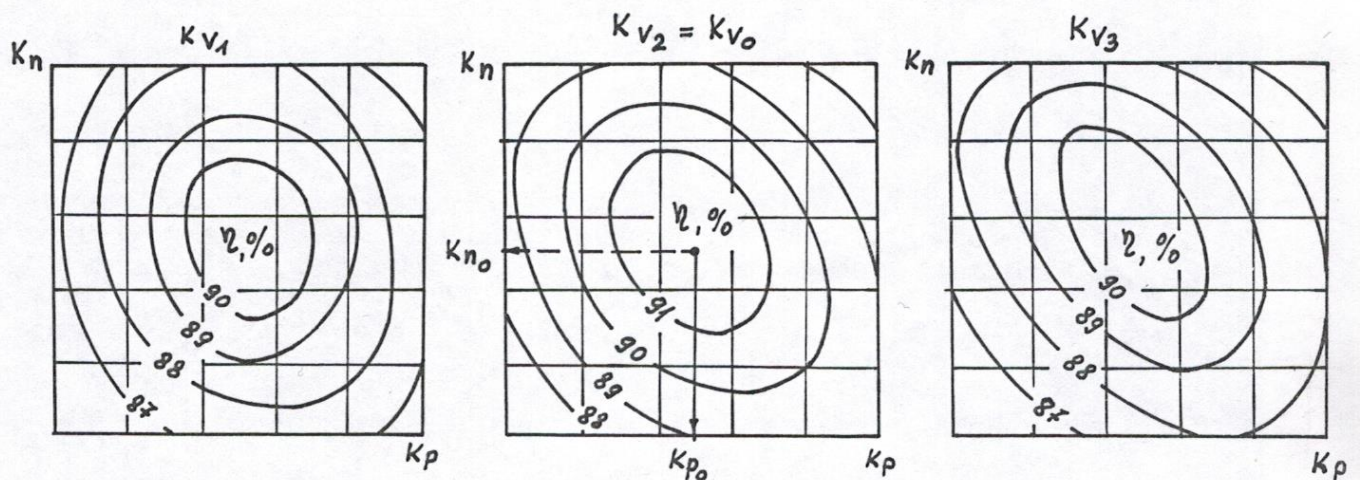
Безразмерните коефициенти :

$$- \text{ за помпата: } k'_{p0} = \frac{\Delta p'_{opt}}{\Delta p'_{max}} ; k'_{v0} = \frac{V'_{opt}}{V'_{max}} ; k'_{n0} = \frac{n'_{opt}}{n'_{max}}$$

$$- \text{ за мотора : } k''_{p0} = \frac{\Delta p''_{opt}}{\Delta p''_{max}} ; k''_{v0} = \frac{V''_{opt}}{V''_{max}} ; k''_{n0} = \frac{n''_{opt}}{n''_{max}}$$

където  $\Delta p_{opt}$ ,  $V_{opt}$  и  $n_{opt}$  е такава комбинация от работно налягане, работен обем и честота на въртене за съответната хидромашина, при която общия ѝ КПД има максимум. За помпата  $\eta' = \eta'_{p0} \cdot \eta'_{m} \rightarrow \max$  и за мотора  $\eta'' = \eta''_{p0} \cdot \eta''_{m} \rightarrow \max$ .

Тези коефициенти не е необходимо да се определят с голяма точност, тъй като в резултата от пресмятанята се определят необходимите работни обеми на помпата и мотора, които в общия случай се отличават от съществуващите в типоразмерния ред и приемането на действителните обеми ще доведе до корекции в коефициентите.



Фиг. 2

На фиг. 2 е показано примерно как могат да се определят оптималните коефициенти графично. Ако разполагаме с таблични данни за КПД, коефициентите се отчитат от таблицата.

Ако се постави условието за оптимален режим на работа на хидромоторите (хидромотора) при работа на трактора с номинална теглителна сила, то от зададената номинална теглителна сила и съответната ѝ работна скорост могат да се напишат две уравнения, в които неизвестните са  $V''_{max}$ ,  $n''_{max}$  и  $i_B$  :

$$i_B \cdot V''_{max} = \frac{(f \cdot G + F_{тп}) \cdot 2\pi \cdot r_K \cdot 1000}{k''_{p0} \cdot k''_{v0} \cdot \eta''_{m} \cdot \eta_B \cdot \Delta p''_{max} \cdot z''} \quad (1)$$

$$i_B = \frac{k''_{n0} \cdot \pi \cdot r_K \cdot (1 - \delta_n) \cdot n''_{max}}{V_n} \cdot \frac{3,6}{30} \quad (2)$$



Третото уравнение необходимо за решаване на системата е:

$$n_{\max} = \frac{C}{\sqrt[3]{V_{\max}}} \quad (3)$$

където  $C$  е характерна константа за геометрично подобни хидромашини, която може да се определи като се изследват данните за  $n_{\max}$  и  $V_{\max}$  на избраната фирма [5].

Замества се от уравнение (2) в уравнение (1):

$$V''_{\max} \cdot n''_{\max} = \frac{(f \cdot G + F_{\tau n}) \cdot \vartheta_n \cdot 60 \cdot 1000}{k''_{p0} \cdot k''_{v0} \cdot k''_{n0} \cdot (1 - \delta_n) \cdot \gamma''_m \cdot \gamma''_b \cdot \Delta P''_{\max} \cdot z'' \cdot 3,6} \quad (4)$$

Замества се от уравнение (3) в уравнение (4):

$$V''_{\max} = \sqrt[3]{\frac{(f \cdot G + F_{\tau n}) \cdot \vartheta_n \cdot 1000 \cdot 60 / 3,6}{C'' \cdot k''_{p0} \cdot k''_{v0} \cdot k''_{n0} \cdot (1 - \delta_n) \cdot \gamma''_m \cdot \gamma''_b \cdot \Delta P''_{\max} \cdot z''}} \quad (5)$$

$$V''_{\max 1} < V''_{\max} < V''_{\max 2}$$

От получения теоретично необходим максимален обем на хидромотора се избира по-близкостоящия от двата обема  $V''_{\max 1}$  и  $V''_{\max 2}$  в типоразмерния рег.

Определя се и действителната честота  $n''_{\max 1}$  по уравнение (3).

$$n''_{\max 1} = \frac{C''}{\sqrt[3]{V''_{\max 1}}}$$

Заместват се  $V''_{\max 1}$  и  $n''_{\max 1}$  в уравненията (1) и (2) и се получават две стойности за предавателното число, между които трябва да се избере действителното число.

$$i_{b1} < i_b < i_{b2}$$

Корегират се първоначално избраните коефициенти  $k''_{n0}$  и  $k''_{v0}$  или само един от тях, така че да съответствуват на избраното предавателно число.

Необходимия обем на помпата се определя от условието за равенство на дебитите:

$$V'_{\max} \cdot n'_{\max} = \frac{k''_{v0} \cdot k''_{n0} \cdot z'' \cdot V''_{\max 1} \cdot n''_{\max 1}}{k'_{v0} \cdot k'_{n0} \cdot z' \cdot \gamma'_{\omega} \cdot \gamma''_{\omega}} \quad (6)$$

където  $z'$  и  $z''$  е броя на паралелно включените помпи и мотори, а  $\gamma'_{\omega}$  и  $\gamma''_{\omega}$  са обемните КПД на помпата и мотора за избрания оптимален режим.



Замества се  $n'_{max}$  от уравнение (3) в уравнение (6):

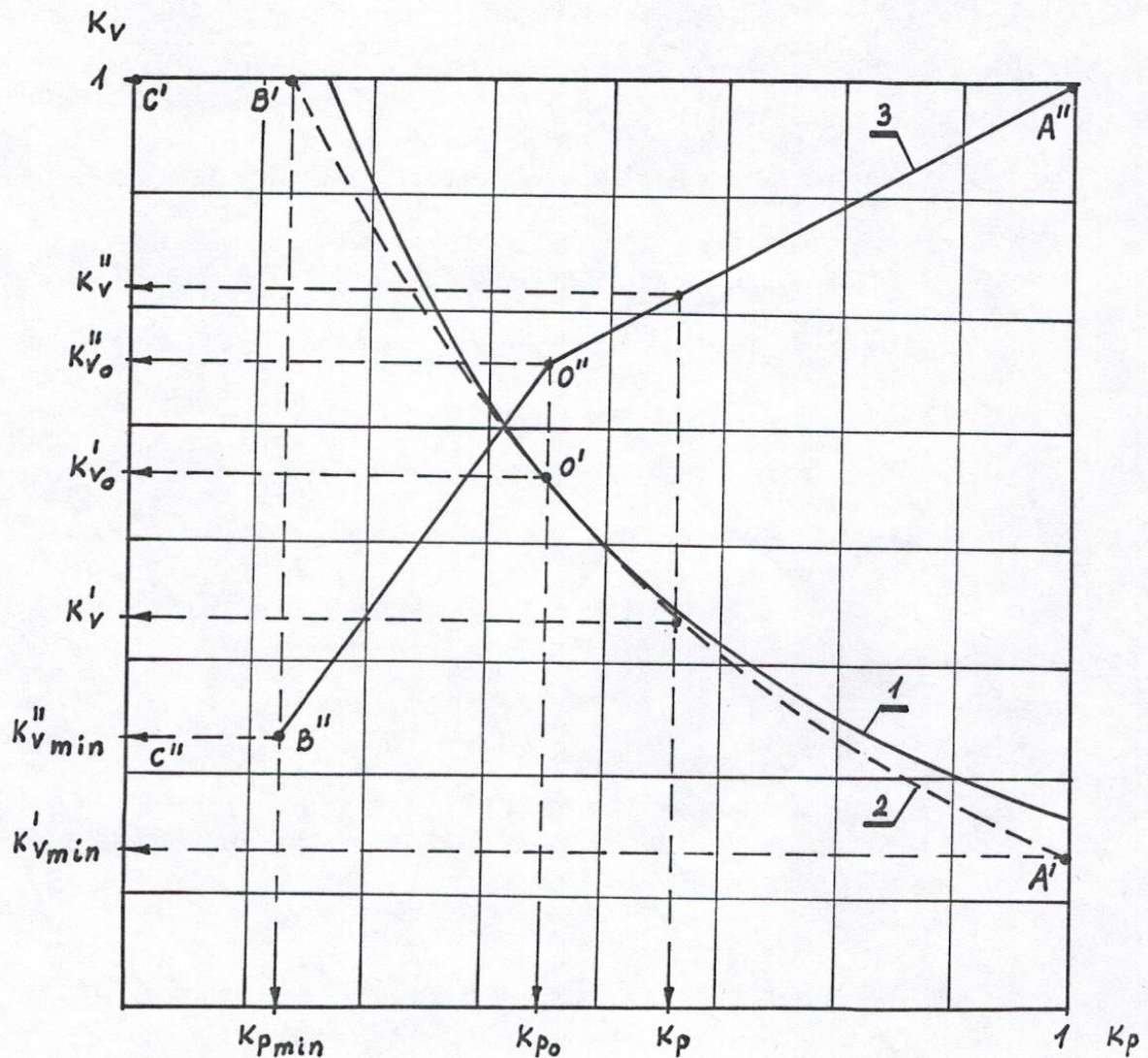
$$V'_{max} = \sqrt{\left( \frac{k''_{v0} \cdot k''_{p0} \cdot z'' \cdot V''_{max1} \cdot n''_{max1} \cdot z}{k'_{v0} \cdot k'_{p0} \cdot z' \cdot \gamma'_{o'} \cdot \gamma''_{o'} \cdot C'} \right)}$$

Изчислява се теоретично необходимата честота -  $n'_{max}$  и се избира действителен обем на помпата  $V'_{max1}$ :

$$V'_{max1} < V'_{max} < V'_{max2}$$

Определя се действителната честота  $n'_{max1}$  от каталога или по уравнение (3). Коригират се коефициентите  $k'_{v0}$  и  $k'_{p0}$ , така че удовлетворяват уравнение (6) с действителните  $V'_{max1}$  и  $n'_{max1}$ .

От условието да се осигури работа на ДВГ на номинален режим е необходимо обемът на помпата да се променя съгласно фиг. 3



Фиг. 3



При постоянен хидромеханичен КПД на помпата зависимостта на работния ѝ обем от работното налягане се получава равнораменна хипербола (крива 1):

$$k'_{p} \cdot k'_{v} = \frac{2\pi \cdot M' \cdot \gamma'_{m}}{\Delta p'_{max} \cdot V'_{max} \cdot z'} \quad (8)$$

където  $M'$  [Nm] е въртящият момент, който консумира помпата.

Действителната крива 2 се получава като се отчете изменението на хидромеханичния КПД на помпата. Изчислява се  $M'$  в оптимален режим ( $k'_{p0}, k'_{v0}$ ) и се замества в уравнение (8) като константа. Задават се стойности на  $k'_{p}$  и се изчислява  $k'_{v}$ , чрез итерации за  $\gamma'_{m}$ . Коефициентът  $k'_{n}$ , отчитащ честотата на въртене на помпата се приема за оптимален ( $k'_{n0}$ ). От крива 2 се отчитат минималното работно налягане ( $k'_{pmin}$ ) и минималния работен обем ( $k'_{vmin}$ ) на помпата. Номиналната мощност на ДВГ в [kW] е:

$$N_{двп} = \frac{k'_{p0} \cdot k'_{v0} \cdot k'_{n0} \cdot \Delta p'_{max} \cdot V'_{max} \cdot n'_{max} \cdot z'}{\gamma'_{m} \cdot \gamma_{c} \cdot 60 \cdot 1000} \quad (9)$$

Избира се подходящ двигател, така че номиналната му честота на въртене да съвпада или да бъде близко до оптималната честота на помпата -  $n_{двп} = k'_{n0} \cdot n'_{max}$ . Ако това е невъзможно се налага да се използва съгласуваща предавка с предавателно число:

$$i_c = \frac{n_{двп}}{k'_{n0} \cdot n'_{max}} \quad (10)$$

Обикновено се предполага, че регулирането с помпата и хидромотора става последователно. В този случай обемът на хидромотора се променя по правите  $A''B'$  и  $B'V''$ , когато обемът на помпата се променя по крива 2 от точка  $A'$  до точка  $B'$  (фиг.3). Т.е. когато помпата работи в оптимален режим - точка  $O'$ , хидромоторът не работи в оптимален режим - точка  $O''$ , за който е изброшено изчислението. За съгласуване на оптималните режими на помпата и хидромотора се приема, че обемът на хидромотора се променя по правите  $A''O''$  и  $O''B''$ . Точка  $B''$  съответствува на минималния обем на хидромотора, който се определя по следните съображения:

1. От условието максималният дебит на помпата да не превишава дебита, който може да поема хидромотора в този режим:

$$k''_{vmin} \geq \frac{n_{двmax} \cdot V'_{max} \cdot \gamma'_{o} \cdot \gamma''_{o}}{i_c \cdot k''_{nmax} \cdot V''_{max} \cdot n''_{max}} \quad (11)$$

където  $k''_{nmax}$  е коефициент по-голям от 1, който отчита максимално допустимата честота на въртене на хидромотора при минимален обем и се взема от каталога. Ако получения минимално допустим обем  $V''_{min} = k''_{vmin} \cdot V''_{max}$  е по-малък от зададения в каталога се приема каталожната стойност, а в противен случай - изчислената съгласно уравнение 11.



2. Изчислява се максимално възможната скорост на трактора при този обем и ако има ограничение за нея (при верижни трактори) се приема по-голям минимален обем, съответстващ на допустимата максимална скорост:

$$k''_{vmin} \geq \frac{\rho_{двmax} \cdot V^I_{max} \cdot \gamma^I_0 \cdot \gamma''_0 \cdot r_k \cdot \pi}{i_c \cdot V''_{max} \cdot \vartheta_{max, доп}} \cdot \frac{3,6}{30} \quad (12)$$

Теглителната характеристика се построява в следната последователност:

1. Задава се работното налягане ( $k_p$ ) и от характеристиките на фиг. 3 се отчитат коефициентите  $k'_v$  и  $k''_v$ ;  $k'_n = k'_{n0}$ .

2. Определя се обемния КПД при зададения режим на помпата ( $k'_p$ ,  $k'_v$ ,  $k'_n$ ).

3. Изчислява се честотата на въртене на хидромотора чрез итерации за обемния КПД:

$$n'' = \frac{k'_v \cdot k'_n \cdot V^I_{max} \cdot n^I_{max} \cdot \gamma^I_0 \cdot \gamma''_0}{k''_v \cdot V''_{max}} \quad (13)$$

4. Определя се  $\gamma''_m$  на хидромотора при  $k''_n = n''/n''_{max}$

5. Изчислява се въртящия момент на хидромотора:

$$M'' = \frac{k_p \cdot k''_v \cdot \Delta p_{max} \cdot V''_{max} \cdot \gamma''_m}{2\pi} \quad (14)$$

6. Изчислява се теглителната сила:

$$F_T = \frac{M'' \cdot i_b \cdot \gamma_b}{r_k \cdot 1000} - f \cdot G \quad (15)$$

7. Изчислява се теглителния фактор:

$$T = F_T / (\lambda \cdot G) \quad (16)$$

където за трактори 4К2  $\lambda = G_{сц}/G$  е предварително известна функция на  $T$ , а  $G_{сц}$  – теглото върху задвижващия мост.

8. Определя се боксуването  $\delta$  – теоретично или от опитни данни за трактори от подобен тип и клас [1].

9. Изчислява се скоростта на трактора:

$$\vartheta = \frac{n'' \cdot r_k \cdot (1-\delta) \cdot \pi}{i_b} \cdot \frac{3,6}{30} \quad (17)$$

10. Изчислява се теглителната мощност:

$$N_T = (F_T \cdot \vartheta) / 3,6 \quad (18)$$

11. Изчислява се специфичния теглителен разход на гориво:

$$g_T = G_{гн} / N_T \quad (19)$$



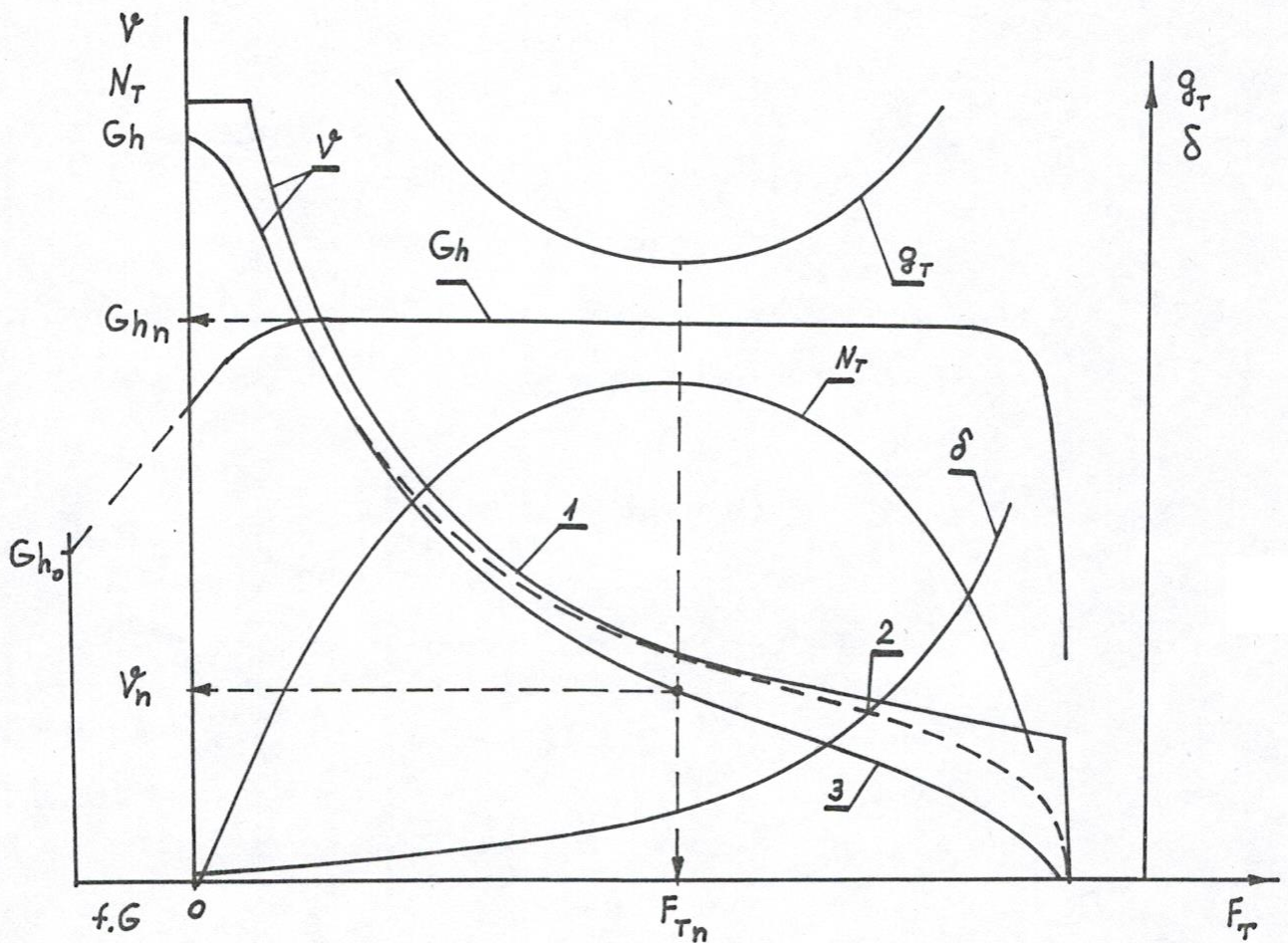
12. В участъка от 0 до  $k_{r \min}$  се работи с  $k'_{\nu} = 1$  и  $k''_{\nu} = k''_{\nu \min}$  по правите  $B'C'$  и  $B''C''$ , а при  $k_r = 1$  с  $k'_{\nu} = k'_{\nu \min}$  до 0 и  $k''_{\nu} = 1$ . Тогава ДВГ работи по регулаторния клон и въртящия момент и честотата на въртене се изчисляват чрез итерации:

$$M' = \frac{k_r \cdot \Delta P_{\max} \cdot V'_{\max}}{2\pi \cdot \eta'_M} ; \quad M'' = \frac{k'_{\nu} \cdot \Delta P_{\max} \cdot V'_{\max}}{2\pi \cdot \eta'_M} \quad (20)$$

13. От характеристиката на ДВГ се отчита:

$$M_{\Delta B} = \frac{M'}{i_c \cdot \eta_c} ; \quad \eta' = \frac{P_{\Delta B}}{i_c} ; \quad k'_{\eta} = \frac{\eta'}{\eta'_{\max}}$$

На фиг. 4 е дадена примерна теглителна характеристика на трактор с безстепенна хидрообемна трансмисия. Крива 1 показва теоретичната скорост на трактора при постоянен КПД на хидротрансмисията. Крива 2 съответствува на скоростта на трактора с отчитане загубите в трансмисията. Крива 3 отразява действителната скорост на трактора с отчитане и на боксубането.



Фиг. 4



## ИЗВОДИ:

1. Точно съгласуване на оптималния режим на хидротрансмисията с номиналния режим на трактора не може да се получи поради факта, че действителните работни обеми на хидромашините приемат дискретни стойности.

2. Оптималният режим на работа за помпите с наклоняем диск е в границите  $k'_{\rho} = 0,4 \div 0,6$ ;  $k'_{\nu} = 0,7 \div 0,9$ ;  $k'_{\eta} = 0,5 \div 0,7$ , а за хидромоторите с наклоняем цилиндър блок -  $k''_{\rho} = 0,4 \div 0,6$ ;  $k''_{\nu} = 0,8 \div 1,0$ ;  $k''_{\eta} = 0,2 \div 0,3$ .

3. При такъв избор на хидромашините се получава съотношение на сумарните максимални обеми на помпите и моторите около 1:2.

4. Максималната теглителна сила се получава около 2,5 пъти по-голяма от номиналната. Максималната скорост на движение може да достигне до 3,5 пъти номиналната.

## ЛИТЕРАТУРА:

1. Димитров И., Велев Н. Проектиране, конструиране и изчисление на трактора. .София, Техника, 1979.

2. Гуськов В. Тракторы-теория. .Москва, Машиностроение, 1988.

3. Комисаров Ф., Ивановский А. Гидравлические объемные трансмиссии. .Москва, Машгиз, 1963.

4. Городецкий К., Пьяных Л. К вопросу о тяговом расчете трактора с бесступенчатой объемной гидротрансмиссией. .Тракторы и сельхозмашины. , 1980, №4

5. Абрадушкин А. К расчету объемных гидротрансмиссии самоходных сельхозмашин. .Тракторы и сельхозмашины. , 1984, №8.

6. Беленков Ю., Михайлин А. Пути повышения КПД объемной гидравлической трансмиссии. .Автомобильная промышленность, 1979, №9.

7. Каталоги на фирмите Rexroth, Sauer, Linde, 1983 ÷ 1985.