



SCIENTIFIC-TECHNICAL UNION OF
MECHANICAL ENGINEERING OF BULGARIA

* National society of internal combustion engines
specialists

* National scientific-technical club of automobile and
tractor techniques and industrial trucks building

FEDERATION OF THE SCIENTIFIC ENGINEERING
UNIONS

ROUSSE UNIVERSITY "ANGEL KANCHEV"

TERRITORIAL ORGANIZATION SCIENTIFIC AND
ENGINEERING UNIONS-BRANCH ROUSSE

trans & MOTAUTO '07

08-10 November 2007, Rousse, Bulgaria

PROCEEDINGS

Sofia - 2007

XIV МЕЖДУНАРОДНА НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКА КОНФЕРЕНЦИЯ

XIV INTERNATIONAL SCIENTIFIC-TECHNICAL CONFERENCE

trans & MOTAUTO'07

ДОКЛАДИ / PROCEEDINGS

" ТРАНСПОРТНА ТЕХНИКА."

"TRANSPORT TECHNICS"

Rousse 08-10 November 2007

СБ 237/АТК

Докладите са одобрени от международен програмен комитет за включване в програмата на Четиринадесетата международна конференция "trans & MOTAUTO`07" и са публикувани в том II на сборниците с доклади.

Научен секретар

Доц. д-р инж. Лило Кунчев

It is confirmed that these papers are approved by international program committee and included in the program of the fourteenth International Conference "trans & MOTAUTO`07" and are published in volume II of the Conference Proceedings.

Scientific Secretary:

Assoc. Prof. Dr. Lilo Kunchev

Издател: Научно-технически съюз по машиностроене

Publisher: Scientific-technical union of mechanical engineering

ISBN: 978-954-9322-22-4

AUTOTRONICS COURSE – AN INOVATIVE APPROACH IN AUTOMOTIVE MECHATRONICS EDUCATION КУРС AUTOTRONICS – ИНОВАЦИОННЫЙ МЕТОД ОБУЧЕНИЯ В ОБЛАСТИ АВТОМОБИЛЬНОЙ МЕХАТРОНИКИ	
Draganov V., Vasileva T., Traykov B.	7
LABORATORY INVESTIGATIONS OF CAR BODY BEHAVIOUR IN CONDITIONS OF BY-LAW ECE 95 ИССЛЕДОВАНИЯ ПОВЕДЕНИЯ КУЗОВ В ЛАБОРАТОРНЫХ УСЛОВИЯХ СОГЛАСНО ПРАВИЛАМИ ЕЦЕ95	
Milovanović M., Vitošević N.	11
CONTRIBUTION TO CREATION OF BODY LABORATORY EXAMINATIONS METHODOLOGY UNDER INFLUENCE OF BRAKE FORCE ПРИЛОЖЕНИЕ К ОФОРМЛЕНИЮ МЕТОДОЛОГИИ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ В ЛАБОРАТОРИИ КУЗОВА АВТОМАШИН ПОД ДЕЙСТВИЕМ СИЛ ТОРМОЖЕНИЯ	
Dimitrije Obradović, Milan Milovanović, Zoran Bogdanović, Milan Stanojević	15
ASPECTS CONCERNING THE POSSIBILITY OF STABILITY LOSING OF THE VEHICLES ON A RECTILINEAR PATH АСПЕКТЫ ОТНОСИТЕЛЬНО ВОЗМОЖНОСТИ ДЛЯ ТОГО ЧТОБЫ ПОТЕРЯТЬ СТАБИЛЬНОСТЬ АВТОМОБИЛЕЙ ВО ВРЕМЯ ПРЯМОЛИНЕЙНОГО ДВИЖЕНИЯ	
Macarie T., Nicolescu B. Badarau Suster H.	19
ANALYSIS OF ENERGY EFFICIENCY OF DIESEL LOCOMOTIVES SERIES 06 AND 07 DURING TRAVELING ON REAL RAILWAY ROADS АНАЛИЗ ЭНЕРГИЙНОГО ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛОВОЗИ СЕРИИ 06 И 07 ПРИ ПОЕЗДКИ НА РЕАЛЬНОГО ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОМ УЧАСТКЕ	
Eng. Krastev O.	23
METHOD FOR ENERGY EFFICIENT TIME RESOURCE DISTRIBUTION BETWEEN STOPS BY A GIVEN RUNNING TIME ON A RAILWAY LINE МЕТОД ДЛЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИ ЭФФЕКТИВНОГО РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ВРЕМЕННОГО РЕСУРСА ПО ПЕРЕГОНАМ ПРИ ЗАДАННОЙ ОБЩЕЙ ДЛИТЕЛЬНОСТИ ПОЕЗДКИ НА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОМ УЧАСТКЕ	
Krastev O., Stoyanov D.	27
УСТРОЙСТВО ДЛЯ СОДЕРЖАНИЯ ТЕПЛОВОЗОВ В РАБОЧЕМ СОСТОЯНИИ DEVICE FOR KEEPING DIESEL LOCOMOTIVES IN WORKING CONDITION	
Krastev O., Dimitrov L.,	31
АНАЛИЗ ВЛАЖНОСТИ ВОЗДУХА В ТОРМОЗНЫХ СИСТЕМАХ АНАЛИЗ НА ВЛАЖНОСТТА НА ВЪЗДУХА В СПИРАЧНИТЕ СИСТЕМИ	
Velov K.	35
МОДЕРНИЗИРОВАНИЕ СТЕНДА ДЛЯ СТАТИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ ТЕЛЕЖЕК. MODERNIZATION OF BENCH FOR STATIC TEST OF BOGIES	
Stoilov V., Damyanov B., Mayster Al., Slavchev Sv.	39
STRENGTH ANALYSIS OF THE BODY OF AN “IKARUS” TROLLEY BUSES FOR REALIZATION OF A LOW BOTTOM CONSTRUCTION ПРОЧНОСТНОЙ АНАЛИЗ КУЗОВА ТРОЛЛЕЙБУС ИКАРУС ДЛЯ РЕАЛИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИИ С НИЗКИМ ПОЛАМ	
Стоилов В., Майстер А.	43
ВЛИЯНИЕ ТЕХНОЛОГИИ ПРОИЗВОДСТВА ЛОКОМОТИВНЫХ ОСЕЙ НА ИХ ДОЛГОВЕЧНОСТЬ. INFLUENCE OF THE PRODUCTION TECHNOLOGY OVER THE ENGINE AXLES DURABILITY.	
Николов В.	48
МЕТОДИКА КЛАССИФИКАЦИИ УЧАСТКОВ В ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОЙ СЕТИ METHOD FOR CLASSIFICATION OF RAILWAY TRAFFIC PARTS	
Stoilova S.	52

ИССЛЕДОВАНИЕ НЕРАВНОМЕРНОСТИ ДВИЖЕНИЯ ГРУЗОВЫХ ПОЕЗДОВ НА ЖЕЛЕЗОДОРОЖНОМ УЧАСТКЕ INVESTIGATION ON RAILWAY TRAFFIC NO UNIFORMITY MOTION OF FREIGHT TRAINS Dr. Stoilova S.	56
ЛАБОРАТОРНЫЕ СТЕНДЫ ДЛЯ ИСПЫТАНИЙ КОЛЕСНЫХ ТОРМОЗНЫХ МЕХАНИЗМОВ WHEEL BRAKE LABORATORY TEST STANDS Hlebarski D. A., Kunchev L. P.	60
МЕТОДИКА СТЕНДОВЫХ ИСПЫТАНИЙ КОЛЕСНЫХ ТОРМОЗНЫХ МЕХАНИЗМОВ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ КАТЕГОРИИ M ₁ В СООТВЕТСТВИИ С ПРЕДПИСАНИЯМИ ПРАВИЛ № 13 И 13Н ЭЕК ООН METHOD FOR INERTIA DINAMOMETER TESTS OF WHEEL BRAKES OF PASSENGER CARS CATEGORY M ₁ IN CONFIRMITY WITH REGULATIONS No. 13 AND 13-H OF ECE OF UN Kunchev L. P., Hlebarski D. A.	66
ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ МЕХАНИЧЕСКОГО КЛОНА НА ДИАПАЗОН РЕГУЛИРОВАНИЯ ОДНОКОНТУРНЫХ ДВУХПОТОЧНЫХ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ С ВНЕШНЕГО РАЗДЕЛЕНИЯ МОЩНОСТНЫЙ ПОТОК RESEARCH INFLUENCE OF PARAMETERS OF THE MECHANICAL CLONE ON A RANGE OF REGULATION OF ONE-PLANIMETRIC TWO-LINE VOLUMETRIC HYDROMECHANICAL TRANSFERS WITH EXTERNAL SPLIT OF POWER STEAM Русанов Р.	76
COMPARATIVE ANALYSIS IN THE CONVERT AND LOADING CHARACTERISTICS OF THE STEPLESS TRANSMISSIONS FOR TRANSPORTS MACHINES СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ПРЕОБРАЗУЮЩИХ И НАГРУЖАЮЩИХ СВОЙСТВ БЕССТУПЕНЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН Gigov B. Motishev V.	80
SYSTEM FOR EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THE STATICALLY CHARACTERISTICS OF THE TIRE СИСТЕМА ДЛЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ СТАТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ШИН Nedelchev K. Gigov B.	85
SYSTEM FOR EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THE ACCELERATION AND BRAKING OF THE VEHICLES СИСТЕМА ДЛЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ УСКОРИТЕЛЬНЫХ И ТОРМОЗНЫХ СВОЙСТВ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ Nedelchev K. Kunchev L.	89
VIBRODIAGNOSTIC SYSTEM FOR ESTIMATION TECHNICAL CONDITION OF ELEMENTS OF VEHICLE SUSPENSION ВИБРОДИАГНОСТИЧНАЯ СИСТЕМА ДЛЯ ОЦЕНКА ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ КАЧЕНИЯ АВТОМОБИЛЕЙ Дамянов И.С., Милетиев Р. Г.	93
ОПРЕДЕЛЕНИЕ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК КРЫЛА ПО ПАРАМЕТРАМ ПОТОКА DETERMINATION OF THE WING AERODYNAMIC CHARACTERISTICS USING FLOWFIELD CALCULATIONS Penchev S.	96
МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ЭЕРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК КРЫЛА НА БОЛЬШИХ УГЛАХ АТАКИ EXPERIMENTAL INVESTIGATION METHODOLOGY OF AERODYNAMIC CHARACTERISTICS OF WINGS AT HIGH ANGLE OF ATTACK Stanislav Dzhorov	99
ОПТИМИЗАЦИЯ ПРОЕКТНЫХ ПАРАМЕТРОВ БЕСПИЛОТНОГО ЛЕТАТЕЛЬНОГО АППАРАТА СО СОЧЛЕНЕННЫМ КРЫЛОМ DESIGN OPTIMIZATION OF JOINED-WING UNMANNED AIRCRAFT Panayotov H.	103

1	UNIT INTENDED FOR EXAMINATION OF TWO-STREAM HYDROMECHANICAL TRANSFER МОДУЛЬ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ДВУХПОТОЧНОЙ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ Русанов Р. Б. Гигов.	107
56	INFLUENCE OF THE TECHNICAL CONDITION OF THE SHIPS PROPULSIVE COMPLEX ELEMENTS ON HER FUEL OIL CONSUMPTION FOR NAUTICAL MILE ВЛИЯНИЕ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ ДВИГАТЕЛЬНО-ДВИЖИТЕЛЬНОГО КОМПЛЕКСА СУДНА НА ЕГО РАССХОД ТОПЛИВА НА ПРОПЛЫТУЮ МИЛЮ Костова И.Д., Алексиев З.	112
60	LIFE CYCLE COST OF VEHICLES ЗАТРАТЫ ЖИЗНЕННОГО ЦИКЛА ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ Dr.Eng. Furch J.	116
66	SOME ASPECTS OF SPEED RECORDING IN A VEHICLE FUNCTIONAL PARAMETERS RECORDER НЕКОТОРЫЕ АСПЕКТЫ РЕГИСТРАЦИИ СКОРОСТИ В ТРАНСПОРТНОМ СРЕДСТВЕ ФУНКЦИОНАЛЬНЫЙ РЕГИСТРАТОР ПАРАМЕТРОВ Laurențiu Dimitriu, Liliana Vornicu, Cristian Aghion	120
ON L 76	РЕЖИМЫ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ГРУЗА НА ЖЕЛОБЕ ВИБРАЦИОННОГО КОНВЕЙЕРА И НЕОБХОДИМЫЕ УСЛОВИЯ ДЛЯ ИХ ОСУЩЕСТВЛЕНИЯ THE MODES OF LOAD TRAVEL ON THE CHUTE OF THE VIBRATION CONVEYOR AND THE REQUIRED CONDITIONS FOR THEIR REALIZATION Ломидзе А.Н., Чоговадзе ДЖ. Т.,	124
IX 80	ИССЛЕДОВАНИЕ КИНЕМАТИКИ КАРДАННЫХ ВАЛОВ АВТОМОБИЛЕЙ С КОЛЁСНОЙ ФОРМУЛОЙ 4X4 THE INVESTIGATION OF CARDAN SHAFT KINEMATICS OF AUTOMOBILES WITH 4X4 WHEEL FORMULA Дж. Чоговадзе, А. Ломидзе, Г. Пурцхванидзе, Л. Джанджгава	127
RE 85	ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ НЕУСТАНОВИВШЕГОСЯ ПОТОКА В РАЗВЕТВЛЕНИИ ВПУСКНОГО КОЛЛЕКТОРА НА УДАРНОЙ ТРУБЕ THE EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF NON-STATIONARY STREAM IN THE BRANCHING OF THE INLET COLLECTOR OF THE PERCUSSION TUBE Пурцхванидзе Г.Н., Чоговадзе ДЖ. Т., Ломидзе А.Н., Гогисванидзе Л.В.	130
89	ГИБРИДНЫЕ СИСТЕМЫ В ПРИВОДАХ МАШИН HYBRID SYSTEMS IN THE PROPULSIONS OF MACHINES Dr Ph. Eng. Lubnauer W. A.	133
93	RESEARCH OF ELASTIC MUFFS IN MINITRACTOR'S DRIVING WHEELS ИССЛЕДОВАНИЕ УПРУГИХ МУФТ В ВЕДУЩИХ КОЛЁСАХ МАЛОГАБАРИТНОГО ТРАКТОРА Mamaladze T., Geguchadze A., Lekveishvili G.	137
96	ROAD TRANSPORT AND SOME SOCIAL ASPECT ДОРОЖНЫЙ ТРАНСПОРТ И НЕКОТОРЫЕ СОЦИАЛЬНЫЕ АСПЕКТЫ Petr Průša, Ph.D, Rudolf Kampf, Jaroslav Morkus	140
S 99	ПОВЫШЕНИЕ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ НЕСУЩЕГО ВИНТА ВЕРТОЛЕТА ПУТЕМ УМЕНЬШЕНИЯ ПОТЕРЬ НА КОРНЕВЫХ И КОНЦЕВЫХ ЧАСТЯХ ЛОПАСТИ INCREASING OF HELICOPTER MAIN ROTOR BEARING CAPACITY BY DECREASING OF WASTES AT ROOT AND TIP AREAS OF THE BLADE Санадзе Г., Кипиани Г. Гегучадзе А.	143
103	COMPLEX PROCEDURE FOR SPECIFYING THE INFLUENCE OF THE TECHNIQUE, TECHNOLOGIES AND THE LABOR RESOURCES TO THE CONDITION AND TREND LINES OF DEVELOPMENT OF THE OPERATING RAILROAD STRUCTURES КОМПЛЕКСНАЯ МЕТОДИКА ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕХНИКИ, ТЕХНОЛОГИЙ И ТРУДОВЫХ РЕСУРСОВ НА СОСТОЯНИЕ И ТЕНДЕНЦИИ РАЗВИТИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ СТРУКТУР Стойков Д., Беров Т. Стаменов В.	146

**STATIONARY MACHINE VISION BASED ROLLING STOCK WHEELS GEOMETRY MEASUREMENT
SYSTEM**

**СТАЦИОНАРНАЯ СИСТЕМА ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ ГЕОМЕТРИИ КОЛЕС ПОДВИЖНОГО СОСТАВА,
ОСНОВАННАЯ НА МАШИННОМ ВИДЕОНАБЛЮДЕНИИ**

Madejski J.150

**ABOUT DETERMINATION THE QUOTIENT OF THE GEOMETRICAL PROGRESSION FOR CALCULATING
THE AUTOMOBILES GEARBOX RATIOS**

**ОТНОСИТЕЛЬНО ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЧАСТНОГО ГЕОМЕТРИЧЕСКОЙ ПРОГРЕССИИ ПРИ ВЫЧИСЛЕНИИ
ПЕРЕДАТОЧНЫХ ЧИСЕЛ ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ**

Evtimov Iv.I., Angelov B.G.154

ИЗСЛЕДВАНЕ ВЛИЯНИЕТО НА ПАРАМЕТРИТЕ НА МЕХАНИЧНИЯ КЛОН ВЪРХУ ДИАПАЗОНА НА РЕГУЛИРАНЕ НА ЕДНОКОНТУРНИ ДВУПОТОЧНИ ОБЕМНИ ХИДРОМЕХАНИЧНИ ПРЕДАВКИ С ВЪНШНО РАЗДЕЛЯНЕ НА МОЩНОСТНИЯ ПОТОК

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ МЕХАНИЧЕСКОГО
КЛОНА НА ДИАПАЗОН РЕГУЛИРОВАНИЯ ОДНОКОНТУРНЫХ
ДВУХПОТОЧНЫХ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ
С ВНЕШНЕГО РАЗДЕЛЕНИЯ МОЩНОСТНОГО ПОТОКА

RESEARCH INFLUENCE OF PARAMETERS OF THE MECHANICAL
CLONE ON A RANGE OF REGULATION OF ONE-PLANIMETRIC TWO-
LINE VOLUMETRIC HYDROMECHANICAL TRANSFERS WITH
EXTERNAL SPLIT OF POWER STEAM

инж. Русанов Р.
Технически университет – София, България
E-mail: rusanov@tu-sofia.bg

Abstract: *Researched there were various kinematical schemes of connection of a mechanical and hydraulic clone two – line gear for transport vehicle, efficiency duty and a range of modulation of final gear parameters at a constant power on an gear input in dependence on parameters the planetary mechanism and agreeing gears.*

KEYWORDS: DIFFERENTIAL HYDROMECHANICAL GEARS, HYDROSTATIC TRANSMISSIONS, RANGE AND EFFICIENCY

1. Introduction/Въведение

Едноконтурните двупоточни обемни хидромеханични предавки (ОХМП) с външно разделяне на мощността поток се състоят от един планетен механизъм, на който е отнета една степен на свобода, посредством хидрообемна предавка (ХОП). Най-широко приложение в такъв вид ХОП, играеща ролята на затварящо звено, намират аксиално-буталните обемни хидромашини с наклонен диск или блок, от които поне едната е регулируема.

Проектирането на този вид двупоточни предавки започва от избор на подходяща кинематична схема, осигуряваща възможно най-добри теглително-скоростни и икономични показатели на транспортната или теглителната машина. При анализ на всеки възможен вариант на свързване на механичната и хидравличната част е необходимо да се оцени влиянието на параметрите и на механичната част върху диапазона на регулиране на ОХМП. Конкретното конструктивно решение завършва с правилно обоснована кинематична схема с конкретни стойности на предавателните отношения на съгласуващите редуктори и конструктивен параметър на планетния механизъм.

2. Technique of research/ Методика на изследването

Приема се, че ОХМП се управлява така че мощността, подавана на входящия вал има постоянна стойност. Като променлива се задава кинематичното предавателно отношение – i_k , като началната му стойност е нула, което съответства на неподвижен изходящ вал на ОХМП (неподвижна машина с работещ двигател) Крайната стойност на i_k се приема за максимално допустимата такава за транспортни и теглителни машини движещи се с максимална скорост при което предавателната кутия работи в режим на ускоряваща предавка. Максималната стойност на i_k също така може да бъде ограничена от минимално допустимия работен обем на някоя от регулируемите хидромашини. При всички разглеждани схеми се счита за нормално стойността на i_k да се изменя в границите от 0 до 1,5, което съответства

на диапазона на регулиране на предавателните кутии, използвани в транспортната и теглителна техника.

При така зададения закон за изменение на променливата i_k през определена стъпка се изчисляват всички кинематични и силови величини, действащи на всяко звено от предавката: входящ вал, валовите на хидромашините, основните звена на планетния механизъм, съгласуващите редуктори, както и параметрите на хидравличния клон. При това се отчитат силовите загуби в планетния механизъм и съгласуващите редуктори; хидромеханичните и обемните (кинематичните) загуби в хидромашините.

За определянето на величините, действащи в хидравличния клон са използвани зависимостите, известни от хидростатиката [1].

$$\omega_{2H} = \omega_{1H} \frac{K_{v1} \cdot V_1}{K_{v2} \cdot V_2} \eta_{v1} \eta_{v2}$$

$$M_{2H} = M_{1H} \frac{K_{v2} \cdot V_2}{K_{v1} \cdot V_1} \eta_{xm1} \eta_{xm2}$$

$\eta_{v1,2}$ са обемните КПД на хидромашините

$\eta_{xm1,2}$ са хидромеханичните КПД на хидромашините

ω_{1H} е ъглова скорост на вала на хидропомпата

ω_{2H} е ъглова скорост на вала на хидромотора

M_{1H} е въртящият момент, подаван към вала на хидропомпата

M_{2H} е въртящ момент, предаван от вала на хидромотора

$K_{v1,2}$ е коефициент на изменение на работния обем на хидромашините

За определяне на зависимостите между въртящите моменти, действащи върху основните звена на планетния механизъм се използва условието за неговото равновесие в установен режим на движение – при постоянни ъглови скорости на звената.

$M_r = M_s \cdot \alpha \cdot \eta_m$, когато силовият поток е насочен от слънчевото към коронното колело

$M_r = M_s \cdot \alpha / \eta_m$, когато силовият поток е насочен от коронното към слънчевото колело

$M_r + M_s = M_h$

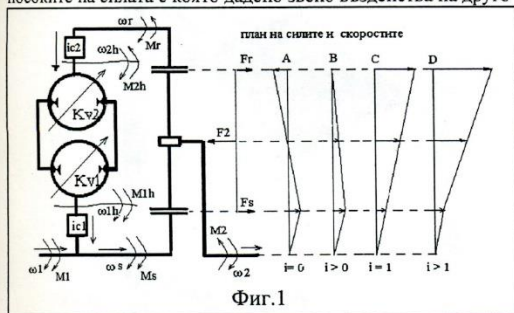
M_r е въртящ момент, действащ на коронното колело

M_s е въртящ момент, действащ на слънчевото колело

M_h е въртящ момент, действащ на водилото

α е конструктивен параметър на планетния механизъм
 η_m е КПД на планетния механизъм, отчитащ зъбните
зацепвания

Определянето на посоката на преминаване на мощностите
потоци е извършено с помощта на графичния метод, показан
на фиг.1. Метода се основава на определяне на ролята на
всяко звено: задвижващо или задвижвано, като се използва
плана на действащите сили и плана на скоростите. При
разнопосочност на действащата сила и вектора на скоростта
звеното е съпротивително или задвижвано и обратно ако
посоките на силата с която дадено звено въздейства на друго



Фиг.1

такова и вектора на скоростта му са еднакви то се явява
задвижващо. От посоката на мощностния поток се определя
режимът на работа на всяка хидромашина – помпен или
моторен. От метода е видно, че в целия диапазон на
изменение на предавателното отношение, реализирано от
предавката като цяло се появяват характерни възлови
положения на скоростния план на планетния механизъм – А,
В, С в които е налице скоростно или силово обръщане на
хидромашините или звената на планетния механизъм. За
точката А разделяне или събиране на мощностните потоци
е известно, че сумата от постъпващата мощност в нея е равна
на отвежданата такава, понеже не е възможно да се натрупва
механична енергия в точка.

По така разгледаната постановка е разработена програма
за персонален компютър, чиито входни данни са следните: P_1 –
мощност, подавана към входа, тя е постоянна и се
дефинира чрез входящия въртящ момент M_1 и ъгловата
скорост на входящия вал ω_1 или $P_1 = M_1 \cdot \omega_1$; α –
конструктивен параметър на планетния механизъм; i_c – общо
предавателно отношение на съгласуващите предавки в
хидравличния клон ($i_c < 1$ когато съгласуващата предавка е
понижаваща ъгловата скорост и $i_c > 1$, когато предавката е
повишаваща) $i_c = i_{c1} \cdot i_{c2}$, i_{c1} и i_{c2} са предавателни
отношения на съгласуващите предавки на отделните
хидромашини; η_c – общ КПД на съгласуващите редуктори;
 $i_k = \omega_2 / \omega_1$ – кинематичното предавателно отношение на
предавката като цяло (ω_2 е ъгловата скорост на изходящия
вал ω_1 на входящия) се задава да се изменя от нула, което
представлява стоп режим на транспортната машина, когато
тя е неподвижна и следва да потегли от място, и достига
стойност, по висока от единица при максимална скорост на
движение на машината, когато предавката работи като
ускоряващ редуктор. Като входни данни се задават още:
минималната стойност на КПД на хидравличния клон,
изразен чрез неговите съставляващи – обеми и
хидромеханични КПД на хидромашините, както и КПД на
зъбните зацепвания в планетния механизъм. Със зададените
входни данни се определя посоката на мощностния поток и
режимът на работа на всяка хидромашина; изчисляват се
стойностите на: коефициентите на изменение на работния
обем на двете хидромашини, при прието последователно
регулиране с работните им обеми; стойностите на
действащите въртящи моменти на всички звена в предавката,
както и ъгловите им скорости; стойността на общия КПД на

предавката като цяло. Всички изчислени величини са
функционално зависими от кинематичното предавателно
отношение.

Критерия по който се определят минималните и максималните
стойности на кинематичното предавателно отношение i_k е
минималната стойност на общия КПД на предавката, който
трябва да има приемлива, не много ниска стойност. След
определянето на двете крайни значения на i_k – може да се
определи стойността на кинематичния диапазон на регулиране на
предавателното отношение – D.

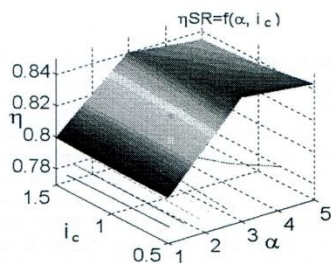
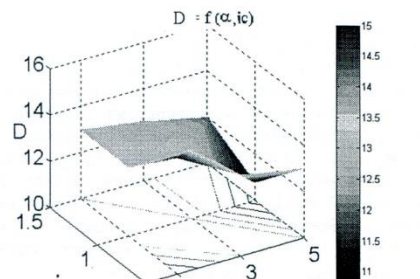
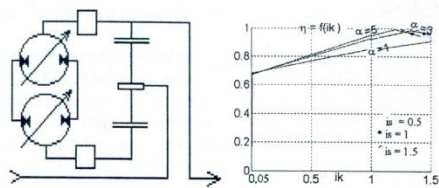
$$D = \frac{i_{k \max}}{i_{k \min}}$$

На фиг. 2 са показани кинематичните схеми, които са най –
пригодни за използване в транспортни и теглителни машини
[2]. А на двумерните графики са показани графичните
зависимости на КПД на предавката от i_k , при различни съчетания
на предавателното отношение на съгласуващите предавки i_c и
параметъра на планетния механизъм α . На тримерните графики е
представено графично взаимното влияние на i_{cr} и α върху
диапазона на изменение на предавателното отношение D и
средноинтегралната стойност на КПД – η_{SR} .

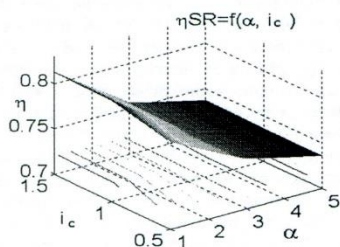
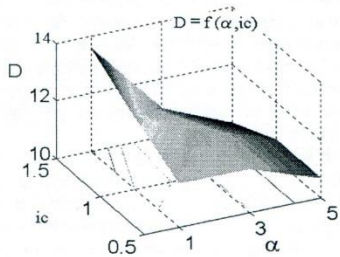
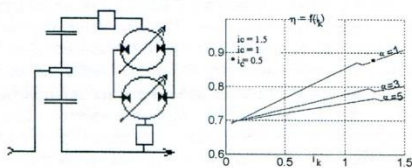
3. Basic conclusions and recommendation/ Основни изводи и препоръки

Основната цел на изследването е да се установи влиянието на
параметрите на механичния клон като предавателно отношение
на съгласуващите редуктори (i_c) и конструктивния параметър на
планетния механизъм (α) върху диапазона на изменение на
предавателното отношение на някои ОХМП, които са подходящи
за използване в трансмисиите на транспортната и теглителната
техника [2]. Конструктивния параметър α има пряко отношение
към силовото разпределение между въртящите моменти,
действащи на основните звена на планетния механизъм, както и
към плана на скоростите им. Понеже хидравличния клон е
свързан с едно от тези основни звена (слънчево, коронно колело
или водило в зависимост от схемата) може да се твърди че
параметър α определя разпределението на мощностните потоци
в ОХМП – каква част от входящата енергия преминава през
хидравличния клон и каква през механичния. В общия случай се
счита, че КПД на механичния клон има по-висока стойност от
този на хидравличния. Минимално допустимия общ КПД на
цялата предавка е ограничителното условие за определяне на
диапазона на регулиране на ОХМП. Ясно е че стойността на
параметъра α пряко влияе върху разпределението на
мощностните потоци а от там на КПД на предавката като цяло и в
крайна сметка се отразява на диапазона на регулиране D на
предавателното отношение i на ОХМП.

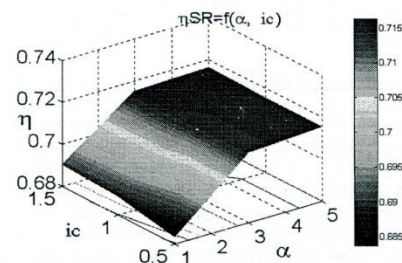
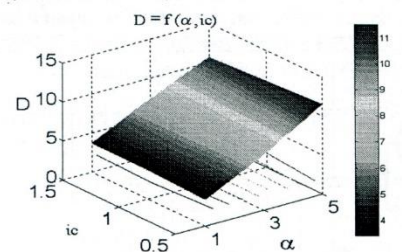
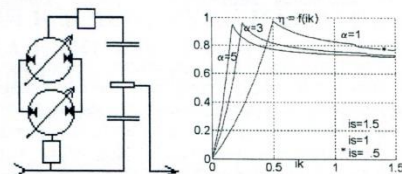
От показаните в графичен вид резултати на Фиг. 2 е видно
влиянието на параметъра α върху разположението на максимума
на функцията: $\eta = f(i)$, което се отразява пряко и на средно-
интегралната стойност на КПД на предавката. В зависимост от
кинематичната схема, при увеличаване на стойността на α
максимума на функцията: $\eta = f(i)$ се измества или в посока към
по-висока стойност на отношението i – (фиг.2б) и 2д) или обратно
– към по-малки стойности на отношението i – (фиг.2а), 2в) и 2г).
Първия случай предразполага използването на предавката в
трансмисии на бързоходни мобилни машини, които извършват
транспортна или теглителна работа предимно с високи скорости
на движение. Втория случай, когато функцията на КПД има
големи стойности при ниските стойности на i (i_k), е благоприятен
за машини при които разпределението на извършваната
транспортна или теглителна работа показва, режима им на
движение е с голям брой спирания, потегляния и ускоряване до
невисока скорост. При схемата от фиг.2б) в изследвания диапазон
на изменение на стойността на i_{cr} и α функцията $\eta=f(i)$, не
достига своя максимум и увеличаването на параметъра α се



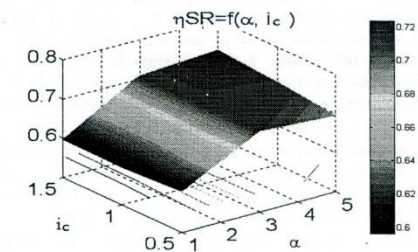
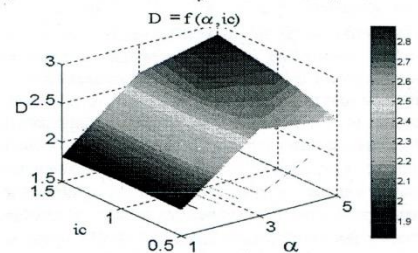
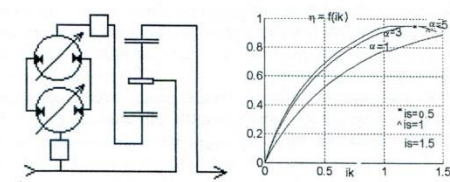
Фиг. 2а)



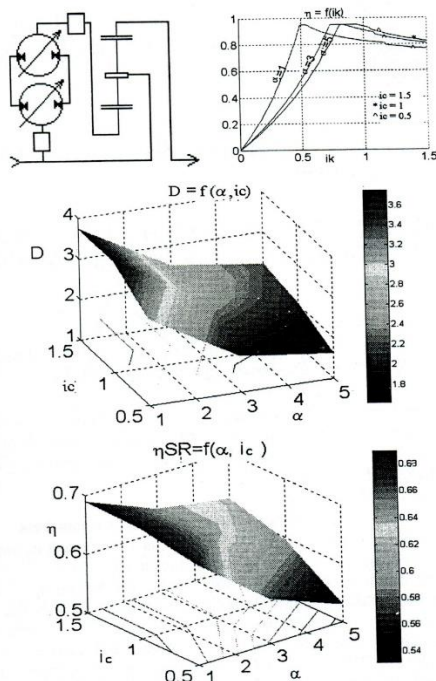
Фиг. 2б)



Фиг. 2в)



Фиг. 2г)



Фиг. 2д)

отразява неблагоприятно върху средноинтегралната стойност на КПД в диапазона на изменение на i . При изследването на влиянието на i_{cp} и α е взето в предвид че за обикновения планетен механизъм α може да заема стойности в интервала между 1,4 и 4, в някои случаи и до 5. При това положение може да се направи извода, че за тази кинематична схема най-удачно е на параметъра α да се придаде възможно най-малка стойност, като се използва симетричен планетен механизъм с конусни козела, за който $\alpha=1$.

От примерните графики добре се оценява влиянието на параметрите на механичния клон: α и i_c върху диапазона D и средноинтегралната стойност на КПД - η_{SR} . Графиките показват, че влиянието на α е преобладаващото. Това се дължи на прякото разделяне на входящата мощност в предавката на механична и хидравлична, докато параметърът i_c променя само силовите и кинематични величини на мощностния поток, който преминава през хидравличния клон. Влиянието на i_c при приетите предпоставки на изследването се проявява в промяна на стойността на максималното кинематично предавателно отношение i_k , освен ако стойността му не е изкуствено ограничена до някъква горна граница ($i_{kmax} = 1.5$ за изследването). При това положение в повечето изследвани схеми промяната на стойността на i_c не влияе на D и η_{SR} , защото при тях стойността $i_{kmax} = 1.5$ е достигната при целия диапазон на изследване на стойностите на i_c . Параметърът i_c обаче има отношение във всички случаи към крайната стойност на минималния работен обем на хидромашината, която се управлява в диапазона в който се достига максималната скорост на машината – това влияние е необходимо да се отчете по – подробно при числено изследване на необходимия работен обем на хидромашините както и изследване на възможността за едната хидромашината да бъде

нерегулируема. От изследваните схеми само при тази от фиг. 2а) зависимостта между i_c и i_{kmax} е обратнопропорционална. В тази схема може да се проследят (за $\alpha = 3$ и $\alpha = 5$) и конкретните стойности на i_{kmax} , понеже не са ограничени изкуствено. Тази реципрочна зависимост (между i_c и i_{kmax}) при тези условия на изследване е причината, за разположението на максимумите на функциите $D = f(\alpha, i_c)$ и $\eta_{SR} = f(\alpha, i_c)$ - те не са разположени в едни и същи области на съчетание на двата определящи параметъра (α и i_c) за тази кинематична схема. При тази схема, за разлика от всички други, подбора на съчетанието между α и i_c трябва да се извършва така че стойностите D и η_{SR} да придобият максимално възможните си стойности – от графиките може да се отчете че това ще стане при $\alpha = 3$ и $i_c = 0,5$.

В заключение може да се твърди, че избора на стойността на параметъра α трябва да се съобрази със среднестатистическите данни от режимите на движение на проектираната машина – разпределението на текущите стойности на скоростта на движение и теглителната сила по време, път и извършена транспортна или теглителна работа.

Влиянието на предавателното отношение на съгласуващите редуктори i_c преди всичко се свежда до промяна на кинематичните показатели на предавката – във всички разглеждани случаи, с изключение на схемата от фиг. 2а), както се наблюдава на графичните резултати увеличаването на i_c води до увеличаване максималното предавателно отношение на предавката като цяло, което води до увеличаване на кинематичния диапазон на регулиране на ОХМП. Понеже максималната стойност на i е ограничена на 1,5 (предавателните кутии в трансмисиите на мобилните машини при максимална скорост може да работят в режим на ускоряващи предавки с неголямо предавателно отношение), този ефект не се наблюдава на всички показни резултати, дори напротив увеличаването на i_c води също така и до пропорционално нарастване и на минимално допустимото предавателно отношение, определено от минимално допустимия работен обем на някоя от двете хидромашини – i_{minK} . В този случай, при достатъчно голяма стойност на i_c се предизвиква намаляване на кинематичния диапазон на регулиране на ОХМП – фиг.2а). За да се избегне този ефект е необходимо при подбора на предавателните числа на клоната от трансмисиите след предавателната кутия да се изпълни следното неравенство: $i_{minK} \leq i_{minD}$, където i_{minD} е минималното кинематично предавателно отношение, лимитирано от динамичния фактор по сцепление на машината. Голямата разлика между двете ограничения би намалила максималната теглителна сила на машината, затова е желателно при избора на i_c да се осигури минимална разлика между тях.

Целта на решаваната задача е да се осигури ефективно използване на хидромашините с оглед на това те да работят в такива работни режими, които да осигурят минимални силови и кинематични загуби в хидравличния клон, което води до увеличаване на общия КПД на предавката и в крайна сметка до подобряване на горивната икономичност на машината, като при това се търси максимално възможната стойност на диапазона на регулиране. Това означава да се намерят оптималните съчетания на i_c и α . Предавателното отношение на съгласуващите редуктори влияе непосредствено върху работния режим на хидромашините, определен от ъгловите й скорости, въртящите моменти, действащи на валове им, както и стойностите на коефициентите на изменение на работните й обеми - K_v . Изброените величини пряко определят силовите и кинематичните загуби в хидравличния клон на двупоточната предавка.

4. References / Литература

- [1] - Петров В. А. „Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин“ Москва, машиностроение 1988
- [2] - Гигов Б., Русанов Р., Изследване на КПД, кинематичния и силовия диапазон на двупоточни обемни хидромеханични предавки, сборник доклади Trans&Motauto'06 ноември 2006