



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

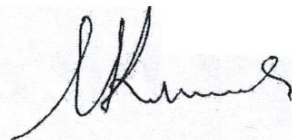
"ТРАНСПОРТНА ТЕХНИКА."

"TRANSPORT TECHNICS"

Rousse 08-10 November 2007

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.

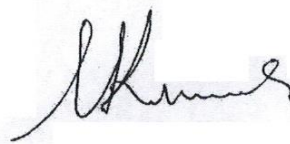
Научен секретар



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 MECCHATRONICS 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 Б 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 M₁ В СООТВЕТСТВИИ С ПРЕДПИСАНИЯМИ ПРАВИЛ № 13 И 13Н ЭЕК ООН METHOD FOR INERTIA DINAMOMETER TESTS OF WHEEL BRAKES OF PASSENGER CARS CATEGORY M₁ 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 TEHNICAL 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

UNIT INTENDED FOR EXAMINATION OF TWO–STREAM HYDROMECHANICAL TRANSFER МОДУЛ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ДВУХПОТОЧНОЙ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ Русанов Р. Б. Гигов.	107
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
LIFE CYCLE COST OF VEHICLES ЗАТРАТЫ ЖИЗНЕННОГО ЦИКЛА ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ Dr.Eng. Furch J.	116
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
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
ИССЛЕДОВАНИЕ КИНЕМАТИКИ КАРДАНЫХ 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
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
ГИБРИДНЫЕ СИСТЕМЫ В ПРИВОДАХ МАШИН HYBRID SYSTEMS IN THE PROPULSIONS OF MACHINES Dr Ph. Eng. Lubnauer W. A.	133
RESEARCH OF ELASTIC MUFFS IN MINITRACTOR'S DRIVING WHEELS ИССЛЕДОВАНИЕ УПРУГИХ МУФТ В ВЕДУЩИХ КОЛЁСАХ МАЛОГАБАРИТНОГО ТРАКТОРА Mamaladze T., Geguchadze A., Lekveishvili G.	137
ROAD TRANSPORT AND SOME SOCIAL ASPECT ДОРОЖНЫЙ ТРАНСПОРТ И НЕКОТОРЫЕ СОЦИАЛЬНЫЕ АСПЕКТЫ Petr Průša, Ph.D, Rudolf Kampf, Jaroslav Morkus	140
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
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

Mađejski 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

Doc. dr. Gigov B.
Faculty of Transport, – TU-Sofia, Bulgaria
E-mail: bgigov@tu-sofia.bg

Conf. dr. eng. Motishev V.
Faculty of Transport, – TU-Sofia, Bulgaria
E-mail: vmotishev@tu-sofia.bg

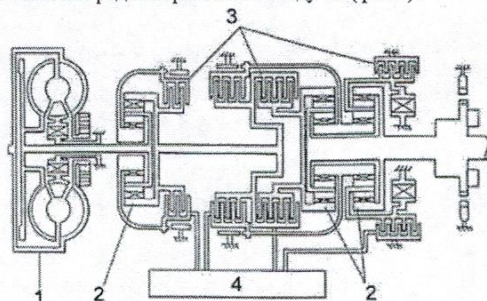
Abstract: The main issues are considered in this topic: loads and transformations characteristics of the stepless transmissions. Analyse are four type transmission make use in transports machines - two whit hydraulic principle of action and two whit mechanical principle of action.
KEYWORDS: FLUID CONVERTER, HYDROSTATIC TRANSMISSION, HYDRODYNAMIC TRANSMISSION, SPEED RATIO, TORQUE RATIO, MECHANICAL VARIATORS, REGULATION AND LOADING CHARACTERISTICS.

В близко бъдеще безстепенните предавки ще заемат мястото на степенните кутии в транспортните средства, като причините за това са много, но основните са няколко.

- Промяната на скоростта на автомобила на която и да е предавка протича при работа на двигателя на частични режими на натоварване, които не винаги съвпадат с режима на оптимална работа на двигателя. Използването на безстепенни предавателни кутии позволява плавно изменение на предавателното отношение, като това изменение е в зависимост от натоварването на двигателя или пътните условия.
- В следствие на оптималните работни режими на двигателя се постигат по-ниски норми на токсичност на отработилите газове, и намален разход на гориво.
- Безстепенните предавки позволяват плавно ускоряване на автомобила, като същевременно се намаляват динамичните натоварвания от двигателя към трансмисията, с което се постига по-голяма дълговечност на възлите и детайлите и.

В настоящата работа е направен сравнителен анализ на преобразуващите и натоварващи свойства на различни типове безстепенни предавки, които се използват в съвременните транспортни машини. Анализирани са следните видове безстепенни предавки:

- Хидродинамична предавка
 - Хидрообемна предавка с хидравлична система за автоматично управление
 - Клиноремъчна предавка с механична управляваща система
 - Клиноремъчна предавка с хидравлична управляваща система
- Хидродинамичната предавка при съвременните транспортни средства най-често се състои от хидротрансформатор и един или повече планетни реда свързани по-между си (фиг.1).



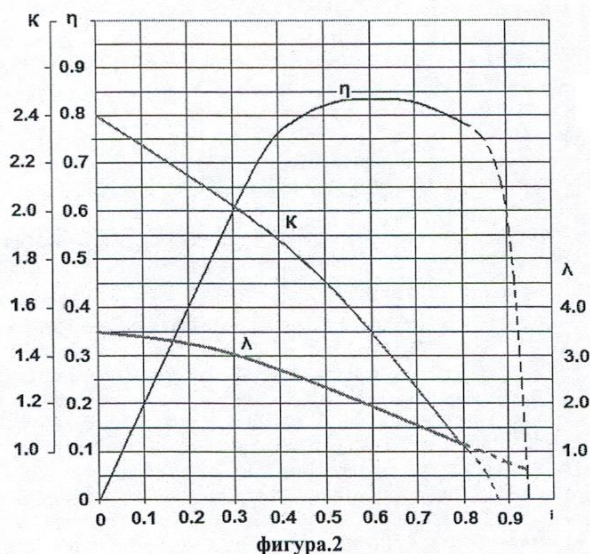
фигура.1

1 - Хидротрансформатор 2 - Лентова спиралка

3 - Планетен ред 4 - Управляващ блок

Хидротрансформаторът (ХТ) променя големината на въртящия момент от двигателя към трансмисията, като също така изпълнява ролята на хлъзгащ елемент в този тип предавателни кутии. Най-важната характеристика описваща даден (ХТ) е неговата безразмерна характеристика. Тя представлява графична зависимост на изменение на коефициента на полезно действие (КПД) η на ХТ, коефициента на трансформация (К) и коефициента на предавания въртящ момент (λ) във функция от предавателното отношение (i). Безразмерната характеристика е показана на фиг. 2.

Безразмерна характеристика

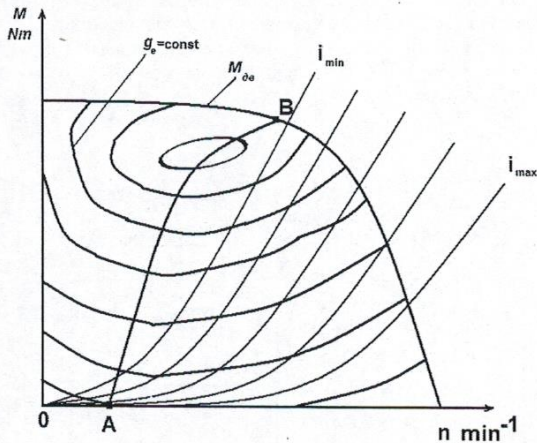


фигура.2

Видът на безразмерната характеристика не зависи от размера на ХТ, зависи единствено от ъглите на наклон на лопатките, тяхното разположение и качеството на техните повърхности. Важен геометричен параметър за ХТ е неговия активен диаметър (D_a). Той се определя от формулата:

$$D_a = \sqrt[5]{\frac{M_1}{\lambda \cdot \rho \cdot \omega_1^2}} \text{ [mm]}$$

Натоварващата характеристика на ХТ представлява графична зависимост на момента M_1 във функция от честотата на въртене на турбинното колело n_1 при различни стойности на предавателното отношение i , и има следния графичен вид:



Фигура. 3

Пресечните точки на M_{0e} (максимален въртящ момент на двигателя) с натоварващите криви определя диапазона на съвместна работа на ХТ с двигателя. Натоварващите криви се изчисляват по-формулата:

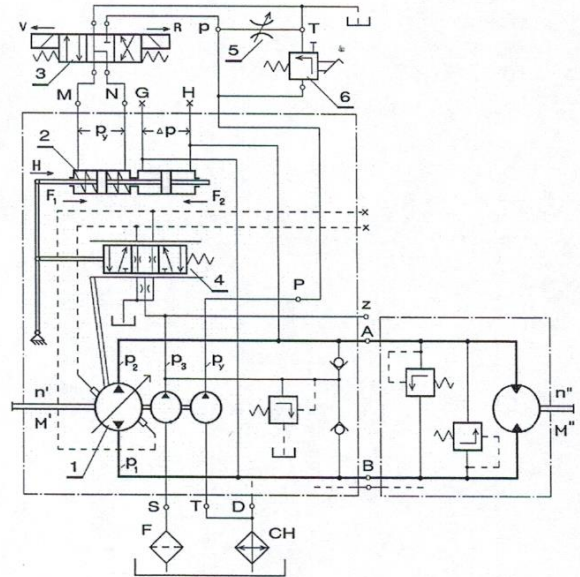
$$M_1 = \lambda \cdot \rho \cdot \omega_1^2 \cdot D_a^5 \text{ [Nm]}$$

От характеристиката на фиг. 3 се вижда, че ХТ не натоварва двигателя в неговите оптимални работни режими, с което се влошават теглително-скоростните и гориво - икономическите характеристики на транспортната машина. Корегирането на натоварващите криви към кривата на оптимална работа на двигателя може да се извърши единствено с промяната на активния диаметър (D_a) или ъгъла на наклон на работните лопатки на ХТ. ХТ е саморегулируема безстепенна предавка и не се нуждае от външна система за автоматично управление. На практика трудно може да се влияе върху неговата безразмерна характеристика. Съществуват конструкции на ХТ с устройства за промяна на ъгъла на лопатките, но е доста сложна като конструкция и почти не се използва в съвременните автоматични предавателни кутии.

Друг тип безстепенни предавки използвани за вграждане в транспортните машини са хидрообемните трансмисии (ХОТ). Тази трансмисия съдържа в себе си хидрообемна предавка (ХОП), зъбни предавки и други предавателни устройства, които са с различни схеми на свързване. Регулирането на ХОП може да бъде ръчно или автоматично, като най-често в транспортните машини се регулират автоматично, като регулируем параметър е работния обем на помпата или на помпата и хидромотора. Безстепенната ХОП е несаморегулируема, и се нуждае от външен блок за автоматично управление (фиг. 4), чрез който лесно може да се променя регулаторната характеристика, респективно характеристиката на съвместна работа с двигателя (фиг. 7). K_v - относителен работен обем, той се явява регулиращ параметър за системата. Определя се със следната формула:

$$K_{vn} = \frac{V_n^1}{V_{\max}^1}$$

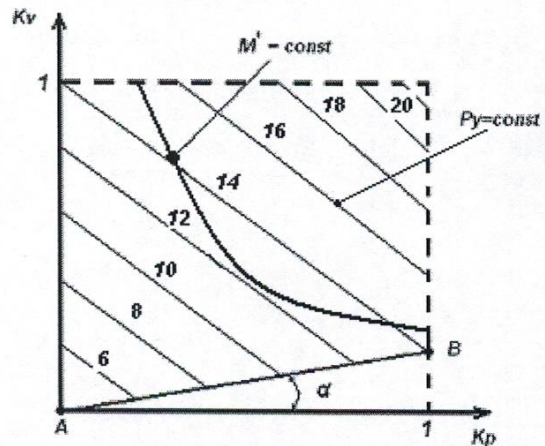
V_{\max} - максимален работен обем на хидромашината.
Управляващата система на една ХОТ има вида показан на фиг.4.



1. Регулируема хидропомпа
2. Двоен управляващ цилиндър
3. Разпределител за реверсиране
4. Следящ разпределител
5. Регулиращ дросел
6. Предпазен клапан

Фигура. 4

Регулаторната характеристика на тази управляваща система има вида показан на фигура 5.



Фигура. 5

$$K_{pn} = \frac{\Delta p_n}{\Delta p_{\max}} \text{ - относително работно налягане}$$

p_y - управляващо налягане

АВ - линия на стоп-режим, характеризира обемните загуби в хидромашината. От графиката се вижда, че колкото е по-малък ъгъл α , толкова по-малки са загубите в трансмисията. Предавателното отношение на ОХП се определя от израза:

$$i_k = \frac{K_y \cdot V_{\max}^1}{K_v \cdot V_{\max}^1} \cdot \eta_{об}$$

V_{\max}^1 - обем на хидропомпата

V_{\max}^{II} - обем на хидромотора

$\eta_{\text{об}}$ - обем КПД

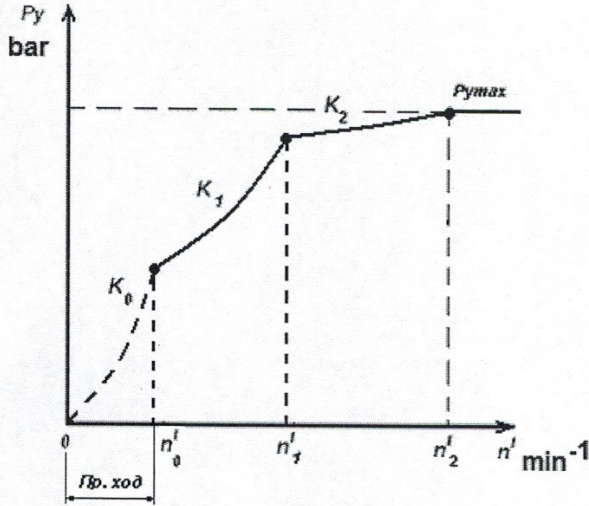
От анализа на тази управляваща система се доказва, че за регулаторните линии е в сила следното уравнение:

$$K_v^I = a + b \cdot K_p^I, \text{ където:}$$

a - константа

b - коефициент зависещ от p_y и от оборотите n .

Регулирането на p_y може да бъде и с дросел, като регулиращата характеристика има вида показан на фигура 6.

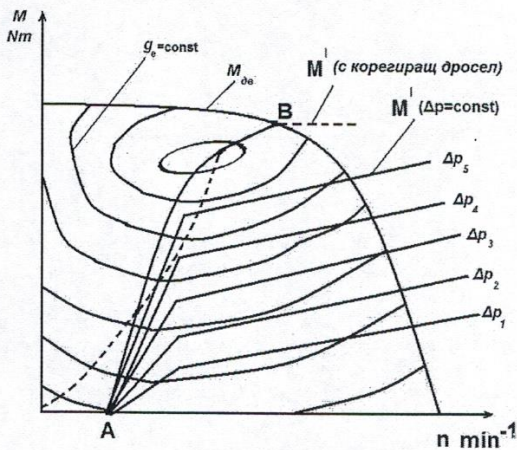


фигура 6

Регулирането на p_y е необходимо с цел кривата на налягането максимално да се доближи до кривата АВ (фиг.7), където е минималния разход на гориво на транспортната машина. Натоварващите линии се изчисляват със следната формула:

$$M^I = K_p^I \cdot K_v^I \cdot c \text{ [Nm]}, \text{ където за } (c) \text{ може да се запише:}$$

$$c = \frac{\Delta p_{\max} \cdot V_{\max}^I}{2 \cdot \pi \cdot \eta_{\text{хм}}}$$

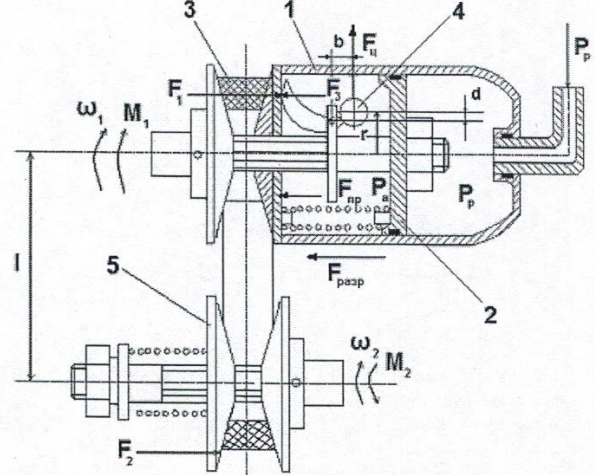


Фигура. 7

От графиката на фиг. 7 се вижда, че благодарение на системата за автоматично управление (дроселиране на p_y) натоварващите

криви максимално се доближават до кривата на минимален разход на гориво (АВ).

До тук разгледаните безстепенни предавки преобразуват въртящия момент от двигателя чрез работна течност т. е имат хидравличен принцип на работа. Напоследък голямо внимание се обръща на безстепенните механични предавки т. нар вариатори. Те предават силовия поток по механичен път, и се различават по принципа на действие на управляващата си система. На фигура 8 е показана механична управляваща система на клиноремъчна предавка.



- 1- Подвижна част на първичната ремъчна шайба(цилиндър)
- 2- Бутало (неподвижно)
- 3- Клиновиден ремък
- 4- Центробежен чувствителен елемент
- 5- Подвижна част на вторичната ремъчна шайба

Фигура. 8

При тази схема промяната на предавателното отношение (i) зависи от два управляващи параметъра- натоварване на двигателя (P_p -налягане от разреждане във всмукателния тръбопровод на двигателя) и ъгловата скорост на двигателя (ω). Въз основа на тези два параметъра става възможно коригирането на характеристиката на режима на съвместна работа на вариатора с двигателя. Изходното уравнение позволяващо да се определи натоварващите характеристики на вариатора може да бъде уравнението за равновесие на осовите сили, действащи върху задвижващия конус. От фиг. 8 за осовите сили получаваме:

$$F_1 = F_p + F_3 + F_{np} \text{ [N]}$$

F_1 - осова сила действаща върху ремъка от задвижващата конусна шайба

F_2 - осова сила действаща върху ремъка от задвижваната конусна шайба

F_p - осова сила причинена от разреждането

F_3 - осова сила породена от центробежната сила F_c

F_{np} - пружинна сила в задвижващата конусна шайба

За центробежната сила може да се запише следното уравнение:

$$F_{c1} = m \cdot \omega_1^2 \cdot r \text{ [N]}, \text{ от тук за } F_3 \text{ получаваме:}$$

$$F_3 = f_6 \cdot F_{c1} = f_6 \cdot m \cdot \omega_1^2 \cdot r \text{ [N]}$$

m - маса на центробежния елемент [kg]

f_6 - площ на буталото [m²]

За дадена стойност на въртящия момент на двигателя $M_{дв}$ и диаметър на конусната шайба D_1 може да се определи осовата сила F_o .

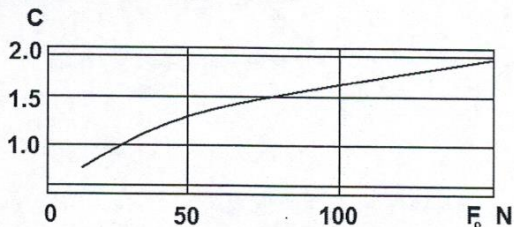
$$F_o = \frac{2 \cdot M_{дв}}{D_1} \text{ [N]}$$

Уравнението за силата причинена от разреждането може да се запише:

$$F_p = f_{\phi} \cdot (p_a - p_p) \text{ [N]}$$

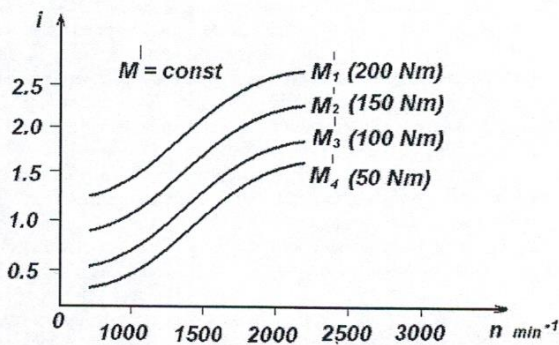
Отношението $\frac{F_1}{F_2} = c$ се нарича коефициент на предаване на

осовата сила, и зависи от осовата сила F_o , като тази зависимост може да се представи графично на фиг. 9.



Фигура. 9

Регулаторната характеристика на вариатор с механична управляваща система има вида показан на фиг.10.



Фигура. 10

Натоварващата характеристика на вариатора се получава като се използва следната формула: [5]

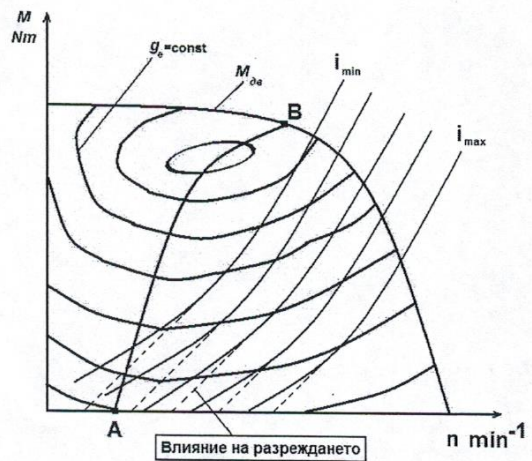
$$M_1 = \lambda \cdot \frac{m}{g} \cdot \omega_1^2 \cdot D^5 \text{ [Nm]}$$

λ - коефициент на предаване на въртящия момент

ω_1 - ъглова скорост на задвижващия конус [rad/s]

D - диаметър на конусната шайба [m]

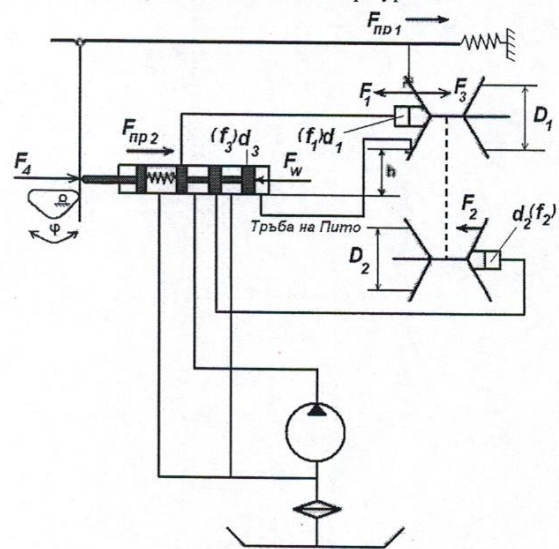
Натоварващата характеристика е показана на фигура 11.



Фигура. 11

Натоварващите криви на графиката се получават еквиливантни. Чрез системата за автоматично управление, а именно разреждането във всмукателния тръбопровод, силата F_p влияе на натоварващите криви при ниските обороти на двигателя. Безстепенната предавка от този тип не дава удовлетворително следена на кривата АВ (крива на минимален разход на гориво). Чрез разреждането се влияе по някакъв начин на наклона на кривите, но това не е достатъчно, защото при по-високите обороти на двигателя почти не оказва влияние. Така, че този тип предавка не натоварва двигателя в оптималния му работен режим.

При вариатори с хидравлична система, двата основни управляващи фактора са положението на педала на газта (ϕ) и налягането на работната течност в тръбата на Пито (P_{ω}), което пък от своя страна е в пряка зависимост от оборотите (n_1) на задвижващия конусен диск. Хидравлична управляваща система на безстепенна предавка е показана на фигура 12.



Фигура. 12

Уравнението за равновесие на силите в задвижващия конусен диск е:

$$F_1 = F_3 + F_{np1} \text{ [N]}$$

F_3 - сила породена от налягането в тръбата на Пито

За скоростта на маслото в тръбата на Пито от уравнението на Бернули се получава:

$$V = \sqrt{2 \cdot g \cdot h} \text{ [m/s]}$$

h - височина на тръбата

$p_{\omega} = p_{cm} + p_{дин}$ [bar] - налягане в тръбата на Пито

$$p_{cm} = \frac{F_{\text{ц.масло}}}{f_3} \text{ [bar]}$$

$$p_{cm} = \frac{m \cdot \omega_1^2 \cdot \frac{D_1}{2}}{\pi \cdot D_1^2} = \frac{2 \cdot m \cdot \omega_1^2}{\pi \cdot D_1} \text{ [bar]} - \text{статично налягане}$$

$$p_{дин} = \frac{\rho}{2} \cdot V^2 \text{ [bar]} - \text{динамично налягане}$$

ρ - плътност на маслото

V - скорост на маслото

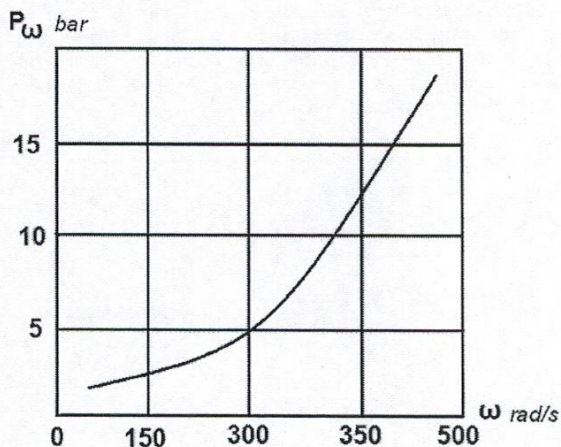
За p_{ω} получаваме:

$$p_{\omega} = \frac{2 \cdot m \cdot \omega_1^2}{\pi \cdot D_1} + \frac{\rho}{2} \cdot V^2 \text{ [bar]} \text{ от тази формула за } F_{\omega}$$

получаваме:

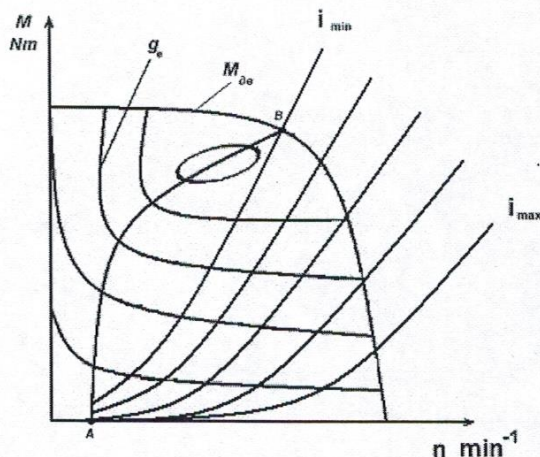
$$F_{\omega} = f_3 \cdot p_{\omega} = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} \left(\frac{2 \cdot m \cdot \omega_1^2}{\pi \cdot D_1} + \frac{\rho}{2} \cdot V^2 \right) \text{ [N]}$$

От тази формула се построява регулаторната характеристика $P_{\omega} = f(\omega)$, имаща вида показан на фигура 13. Основната функция на P_{ω} е да корегира натоварващите характеристики като ги доближава максимално до кривата на минимален разход на гориво - АВ.



Фигура. 13

Натоварващата характеристика на тази безстепенна предавка има вида показан на фигура 14.



Фигура. 14

От натоварващата характеристика се вижда, че този тип управление на предавката не натоварва двигателя в оптималните му работни диапазони.

В заключение от разгледаните в настоящия доклад безстепенни предавки най-добри натоварващи свойства имат хидрообемните предавки, следва вариатора с механично управление. Незадоволителни характеристики по отношение на следене на кривата на минимален разход на гориво дават ХТ и вариатора с хидравлично управление, но въпреки това те намират широко приложение в автомобилната техника, заради някои предимства които имат пред ХОП. ХОП имат големи габаритни размери, и са скъпи за изработване, затова те намират приложение при специализирана транспортна техника. ХТ има сравнително малък диапазон на преобразуване ($W = 2 \dots 3$), затова в трансмисиите на автомобилите се използват в съчетание със степенна предавателна кутия. Вариаторите са по-прости като конструкция от ХТ и ХОП, но се нуждаят от хлъзгав елемент за обезпечаване потеглянето на автомобила. Като в много случаи хлъзгав елемент може да е ХТ. За вариаторите са необходими и реверсиращи предавки за движение транспортната машина на заден ход. Въпреки тези недостатъци съвременните вариаторни предавки благодарение на електронните системи за управление дават много добри натоварващи характеристики, и в бъдеще се предполага, че те ще заемат мястото на степенните предавки в автомобилната техника.

Литература

- [1] В. А. Петров. Автоматическое управление бесступенчатых передач самоходных машин, Машиностроение, Москва, 1968.
- [2] В. А. Петров, В. И. Липидус. Гидравлические трансмиссии автомобилей. Машиностроение, Москва, 1957.
- [3] В. А. Петров. Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин. Машиностроение, Москва, 1988.
- [4] Б. Гигов, П. Захариев. Моделиране на натоварващите свойства на хидрообемна трансмисия за мотокари. Машиностроение, бр. 6-7, София, 1996.
- [5] А. Нарбут, А. Никитин, А. Архипов, В. Илюшин. К оценке нагружающих свойств клиноременных вариаторов. - Автомобильная промышленность, 1980, № 10.