



Technical University of Sofia
Faculty of Transport

**SCIENTIFIC CONFERENCE
on Aeronautics, Automotive and
Railway Engineering and
Technologies**

БулТранс-2011

PROCEEDINGS

Sponsored by:

Research and Development of TU-Sofia



**September 27-30, 2011
Sozopol, Bulgaria**

SCIENTIFIC COMMITTEE:

Chairman:

M. Hristov, Rector, Technical University of Sofia, Bulgaria

Members:

A. Ams, TU-Bergakademie-Freiberg, Germany
B. Belnikolovski, Technical University of Sofia, Bulgaria
E. Bratschitsch, University of Applied Sciences -Graz, Austria
P. Dimitrov, Technical University of Sofia, Bulgaria
P. Getsov, Bulgarian Academy of Sciences, Bulgaria
H. Kabakchiev, Sofia University "St. Kliment Ohridski", Bulgaria
S. Karapetkov, Technical University of Sofia, Branch Sliven, Bulgaria
D. Katsov, Technical University of Sofia, Branch Plovdiv, Bulgaria
G. Kolarov, Hamburg University of Applied Sciences, Germany
I. Korobko, Technical University of Sofia, Bulgaria
J. Majerčák, University of Žilina, Slovakia
F. Massouh, Arts et Metiers ParisTech, France
S. Medvedsky, University of Žilina, Slovakia
N. Nenov, Todor Kableshkov Transport University, Bulgaria
M. Sitarz, Silesian University of Technology, Poland
D. Stoyanov, Technical University of Sofia, Bulgaria
M. Svitek, Technical University in Prague, Czech Republic
K. Vesselinov, Technical University of Sofia, Bulgaria
V. Zhivkov, Technical University of Sofia, Bulgaria

ORGANIZING COMMITTEE:

Chairman:

T. Evtimov, Dean, Technical University of Sofia, Bulgaria

Vice-Chairman:

M. Todorov, Technical University of Sofia, Bulgaria

Members:

D. Geshev, Technical University of Sofia, Bulgaria
L. Kunchev, Technical University of Sofia, Bulgaria
V. Stoylov, Technical University of Sofia, Bulgaria
N. Nachev, Technical University of Sofia, Bulgaria
N. Nikolov, Technical University of Sofia, Bulgaria
O. Krastev, Technical University of Sofia, Bulgaria

Secretariat:

P. Punov, Technical University of Sofia, Bulgaria
I. Muhtarov, Technical University of Sofia, Bulgaria
K. Georgiev, Technical University of Sofia, Bulgaria

ПРОГРАМЕН КОМИТЕТ:

Председател:

Марин Христов, Ректор на ТУ-София

Членове:

Венелин Живков, ТУ-София
Камен Веселинов, ТУ-София
Йозеф Майерчак, UŽ-Жилина, Словакия
Иван Коробко, ТУ-София
Фалоаз Масу, Arts et Metiers ParisTech-Париж, Франция
Петър Димитров, ТУ-София
Алфонс Амс, TU-Фрайбург, Германия
Димитър Стоянов, ТУ-София
Марек Ситарж, SUT-Катовице, Полша
Борис Белниколовски, ТУ-София
Мирослав Свитек, ТУ-Прага, Чехия
Христо Кабакчиев, СУ "Св. Климент Охридски"
Ненчо Ненов, ВТУ "Тодор Каблешков"-София
Димитър Кацов, ТУ-филиал Пловдив
Щефан Медведски, UŽ-Жилина, Словакия
Станимир Карапетков, ТУ-филиал Сливен
Петър Гецов, ИКИ, БАН
Георги Коларов, UAS-Хамбург, Германия
Емилия Брачич, UAS-Грац, Австрия

ОРГАНИЗАЦИОНЕН КОМИТЕТ:

Председател:

Теодоси Евтимов, Декан на Транспортния факултет, ТУ-София

Зам. председател:

Михаил Тодоров, ТУ-София

Членове:

Диан Гешев, ТУ-София
Лило Кунчев, ТУ-София
Валери Стоилов, ТУ-София
Никола Начев, ТУ-София
Николай Николов, ТУ-София
Олег Кръстев, ТУ-София

Научни секретари:

Пламен Пунов, ТУ-София
Иван Мухтаров, ТУ-София
Красин Георгиев, ТУ-София

ТЕХНИЧЕСКИ УНИВЕРСИТЕТ СОФИЯ
ТРАНСПОРТЕН ФАКУЛТЕТ



НАУЧНА КОНФЕРЕНЦИЯ
С МЕЖДУНАРОДНО УЧАСТИЕ
по авиационна, автомобилна и
железопътна техника и технологии

БулТранс-2011

СБОРНИК ДОКЛАДИ

27-30 септември 2011 г.
Морска почивна станция “Лазур” в гр.Созопол

© МП Издателство на Техническия университет – София

© Редактор: М. Тодоров

ISSN 1313-955X

CONTENTS / СЪДЪРЖАНИЕ

Keynote Lectures / Доклади

Секция: **Авиационна техника и технологии** / Session: **Aeronautics**

Ст. Аврамов, Борден радиоелектронен комплекс за ултралеки летателни апарати S. Avramov, Onboard Avionics Complex for Ultra Lightweight Aircrafts	11
Ст. Аврамов, Интегрирана система за управление за високоскоростен безпилотен летателен апарат S. Avramov, Integrated Control System for a High Speed UAV	15
М. Андонова, Прогнозиране на авиационни събития с помощта на невронни мрежи M. Andonova, Prediction of Aviation Events Using Neural Networks	19
Св. Асенов, Н. Загорски, Сравнителен анализ на продължителността на техническото обслужване и ремонт на въздухоплавателните средства, експлоатирани по планово-предупредителната система и експлоатация по техническо състояние S. Asenov and N. Zagorski, Comparative Analysis of The Duration of Maintenance and Repair of Aircraft Operated in Scheduled-Warning System and Operation of Technical Condition	23
А. Божков, П. Роглев, Д. Зафиров, Определяне на инерционните моменти на безпилотен летателен апарат със съчленено крило H. Panayotov, P. Roglev, A. Bojkov and D. Zafirov, Determination of Inertial Moments of Joined Wing Unmanned Aerial Vehicle	26
Б. Василев, Н. Бонев, Интегрирана навигационна система включваща GNSS B. Vassilev and N. Bonev, Integrated GNSS Navigation System	30
Цв. Велкова, Аеродинамични методи и структурни подходи използвани при изследването на динамиката на хеликоптерни винтове Cv. Velkova, Aerodynamic Methods and Structural Approaches Using to Investigations of Dynamics of Helicopter Rotors	34
К. Георгиев, Приложимост на системата за докладване на технически проблеми за анализ на надеждността на самолетна система K. Georgiev, Applicability of Service Difficulty Reporting System for Reliability Analysis of An Aircraft System	39

В. Демирев, Широколентови радиокомуникационни системи, базирани на летателни апарати V. Demirev, High Altitude Platform Systems for Broadband Wireless Communications	43
В. Демирев, Приложение на технологията SCP в системите за спътникова навигация V. Demirev, Application of SCP Technology in Navigation Satellite Systems	47
Пл. Делчев, Д. Сейзински, Система за анализ на въздушния бой на самолети изстребители P. Delchev and D. Seizinski, System for Tactical Flight Analysis - Combat Aircraft	51
Н. Загорски Св., Асенов, Изследване и оценка на експлоатационната надеждност на самолет L-410 S. Asenov and N. Zagorski, Exploration and Evaluation of Technical Reliability of L-410 Aircraft	55
Т. Илчев, Кр. Георгиев, Цв. Стоянов, Сравнителен анализ на безотказността на самолетни системи за управление с различен принцип на действие T. Ilchev, K. Georgiev and Tsv. Stoyanov, Comparative Analysis of the Aircraft Control Systems Reliability with a Different Operating Principle	58
М. Ковачев, Н. Лаковска, Вл. Сербезов, Изследване на влиянието на подхода за кацане по схема с непрекъснато снижение (СДА) върху разхода на гориво на транспортен самолет с ГТД M. Kovachev, N. Lakovska and V. Serbezov, Evaluation of The Influence of Continuous Descend Approach (CDA) on The Fuel Consumption of Transport Category Jet Airplanes	62
Д. Колибаров, Особености на малките безпилотни летателни апарати – авиомишени, летящи в скоростния диапазон до $M=0,5$ D. Kolibarov, Special Features of Small UAV Targets, Flying with Speed less than $M=0.5$	66
Д. Колибаров, Особености в якостта и конструкцията на малките безпилотни летателни апарати – авиомишени D. Kolibarov, Special Structural Features of Small UAV Targets	70
И. Коробко, Оценка безопасността на система при малко количество откази I. Korobko, System Safety Assessment by Small Quantity of Failures	73
К. Лазаров, Идентификация аеродинамичните параметри на свръхзвуков самолет K. Lazarov, Identification of Aerodynamic Characteristics of Supersonic Aircraft	76
М. Лелчева, М. Тодоров, В. Сербезов, Моделиране на влиянието на типа изходно устройство върху параметрите на турбовентилаторни двигатели M. Lelcheva, M. Todorov and V. Serbezov, Modeling The Effects of The Exhaust Duct Type on The Turbofan Engine Parameters	79

Г. Маклаков, Принципи за организирането на дистанционно обучение на авиационните специалисти по проблемите на човешкия фактор G. Y. Maklakov, Organization Principles of Aviation Specialists Remote Training in The Questions of Human Factor	83
Г.Ю. Маклаков, Г.Г. Маклакова, Особености при използването на програмния комплекс FLOW VISION в научните изследвания за решаване на приложни задачи по аеродинамика и хидродинамика G. Y. Maklakov, G. G. Maklakova, Features of Program Complex FLOW VISION Usage in Scientific Researches under Aerodynamics and Hydrodynamics The Applied Problems Decision	86
Ив. Монов, Алгоритъм за разчитане на запис от бордните средства за обективен контрол на самолет I. Monov, Algorithm for Decoding A Recording from An Aircraft's Flight Data Recorder	89
Т. Нинов, М. Андонова, Компютърна система за управление и мониторинг на спомагателен енергиен агрегат T. Ninov and M. Andonova, Computer Control and Monitoring System of Auxoliary Power Unit	92
Хр. Панайотов, Й. Хаджиев, Д. Зафиров, Интеграция на автопилот и безпилотен летателен апарат със съчленено крило H. Panaytov, J. Hadjiev and D. Zafirov, Integration of Autopilot with Joined Wing Unmanned Aerial Vehicle	96
Хр. Панайотов, Й. Хаджиев, Д. Зафиров, Симулиране на автономен полет на безпилотен самолет със съчленено крило и автопилот PICCOLO II H. Panaytov, J. Hadjiev and D. Zafirov, Autonomous Flight Simulations of Unmanned Aeroplane and PICCOLO II Autopilot	99
Хр. Панайотов, Й. Хаджиев, Изследване на аеродинамиката на безпилотен самолет за реализация на автономен полет H. Panaytov and J. Hadjiev, Aerodynamic Investigation of Unmanned Aeroplane for Implementation of Autonomous Flight	103
Н. Петров, Б. Бойчев, М. Петров, Изследване на поведението на летателен апарат при превишение на допустимите управляващи въздействия N. Petrov, B. Boychev, M. Petrov, Study of The Behaviour of An Aircraft in The Inadmissible Control Actions	107
П. Петров, За висшето авиационно образование P. Petrov, On Higher Aviation Education	111
Д. Сейзински, Аеродинамичен модел при предварително проектиране на малки безпилотни самолети D. Seizinski, Aerodynamic Model for Pre-Design of Small Unmanned Aircraft	115
Д. Сейзински, Определяне на сновните параметри на малки безпилотни самолети D. Seizinski, Determination of Basic Parameters of Small Unmanned Aircraft	118

Г. Сотиров, Б. Бойчев, **Бордови системи и средства за радиотехническо
разузнаване** 122
G. Sotirov and B. Boychev, **On Board Radar Warning Systems and Receivers**

Вл. Сербезов, **Многорезимен модел на турбовентилаторен двигател за оценка
на разхода на горива за компенсация на енергопотреблението на системите на
самолета** 130
V. Serbezov, **Turbofan Engine Model for Estimation of The Fuel Consumption for
Compensation of Auxiliary Energy Supply**

**Секция: Автомобилна техника и технологии / Session:
Automotive Engineering and Technologies**

Ат. Боева, **Устойчивост на нагласите при водачи на моторни превозни средства
след мултимедийни въздействия в борбата с пътния травматизъм** 134
A. Boeva, **Stability of Attitudes among Drivers after The Multimedia Effects in The
Fight against Road Accidents**

Бл. Бурдин, Б. Трайков, **Режими на работа на електрическо задвижване на
автомобил с горивни клетки и батерии** 138
B. Burdin and B. Traykov, **Energy management of hybrid electrical drive train
powered by fuel cells and batteries**

Хр. Георгиева, **Преглед на експериментално-теоретичните изследвания и
практически решения, засягащи управляемостта и устойчивостта на движение
на лек автомобил** 141
H. Georgieva, **Review on theoretical and experimental study and technical solutions
for vehicles' lateral stability**

В. Киров, О. Янакиев, К. Неделчев, **Конструктивни особености при кормилни
системи с хидравлично усилване тип зъбна рейка за леки автомобил** 148
V. Kirov, O. Yanakiev and K. Nedelchev, **Design of Special Features for Hydraulic
Steering Systems for Cars Type Rack**

Е. Морчев, Б. Гигов, Е. Димитров, **Теглително-скоростни свойства и горивна
икономичност на мотокар с двупоточна хидродинамична трансмисия** 155
E. Morchev, B. Gigov and E. Dimitrov, **Driving Behavior and Fuel Consumption of A
lift Truck with Power-Split Converter Transmission**

К. Неделчев, В. Киров, О. Янакиев, **Система за мониторинг на параметрите на
кормилни системи с хидравлично усилване тип зъбна рейка** 161
K. Nedelchev, V. Kirov and O. Yanakiev, **System for Monitoring of The Parameters of
Steering Systems with Hydraulic Amplification Type Rack**

**Секция: Двигатели с вътрешно горене и алтернативни горива
/ Session: Internal Combustion Engines and Alternative Fuels**

Г. Гетов, Г. Гетов, Б. Дамянов, **Биоетанолът – една добра алтернатива за
транспорта** 166
G. Getov and G. Getov, B. Damianov, **Bioethanol - A Good Alternative for Transport**

Б. Дамянов, Г. Гетов, Г. Гетов, Експлоатация на транспортно средство с гориво E10 B. Damianov, G. Getov and G. Getov, Operation of A Vehicle with E10	170
Б. Дамянов, П. Иванов, Изменения на климата на планетата, и перспективи за използване на алтернативни източници на енергия с цел подобряване на екологичното равновесие B. Damianov and P. Ivanov, Climate Changes on The Planet and Prospects for Using Alternative Energy Sources to Improve The Ecological Balance	173
Т. Евтимов, Ф. Михайлов, Допустими концентрации на токсичните компоненти в отработилите газове на двигателите свътрешно горене T. Evtimov and F. Michaylov, Admissible Concentration of Toxic Components in Internal Combustion Engine Exhaustgas	178
Т. Евтимов, Ф. Михайлов, Методи за намаляване на токсичните компоненти в отработилите газове на дизеловите двигатели свътрешно горене T. Evtimov and F. Michaylov, Methods for Reducing the Toxic Components in Diesel Exhaust	184
Т. Евтимов, Ф. Михайлов, Въздействие на автомобилните отработени газове върху човека и околната среда T. Evtimov and F. Michaylov, Impact of Automotive Exhaust on Human and The Environment	192
В. Николов, Кр. Амбарев, Определяне на хидравлични параметри на съставно бутало на двигател с вътрешно горене с променлива степен на съгъстяване V. Nikolov and K. Ambarev, Determination of Hydraulic Parameters of A Composite Piston of An Internal Combustion Engine with Variable Compression Ratio	197
Пл. Пунов, Изследване влиянието на многофазното предвпръскване върху динамиката на топлоотделяне и горивния процес на дизелов ДВГ P. Punov, Research Influence of Multi-Pulse Pilot Injection on Combustion Heat Release and Combustion Process in Modern Diesel Engine	201

Секция: Динамика, якост и надеждност на транспортната техника / Session: Dynamics, Strength and Reliability of Vehicles

Д. Атмаджова, Динамичен модел на железопътно превозно средство с еластични колооси D. Atmadzhova, The Dynamic Model of Railway Vehicle with Flexible Rotating Wheelsets	205
Ю. Генов, С. Ташков, К. Арnaudов, К. Адърски, Динамичен модел на ветрогенератор с регулируем ъгъл на атака на перките на турбината J. Genov, S. Tashkov, K. Arnaudov and K. Adarski, Dynamical Modeling of Wind Turbine with Pitch Control Law	212

Ю. Генов, К. Арnaudов, С. Ташков, Динамичен модел на автомобил с отчитане на нелинейните кинематични зависимости J. Genov, K. Arnaudov and S. Tashkov, Dynamical Automobile Model with Nonlinear Kinematic Relationship	219
Г. Дунчев, П. Синапов, Ив. Кралов, Фрикционни самовъзбуждащи се трептения на система с повече източници на възбуждане G. Dunchev P. Sinapov and I. Kralov, Friction Vibrations in Mechanical Systems by more than One Excitation Sources	226
В. Живков, С. Ташков, Ю. Генов, К. Арnaudов, Динамичен модел на автомобил с инерционна система за съхранение на кинетичната енергия V. Jivkov, S. Tashkov, J. Genov and K. Arnaudov, Dynamical Model of Car with Kinetic Energy Store Inertial System	231
В. Илиев, Синтез на краен елемент криволинейна греда V. Iliev, Synthesis of Curvilinear Beam Finite Element	236
Г. Коларов, Глобална и локална загуба на устойчивост при фермени конструкции G. Kolarov, Global and Local Buckling for Frame Structures	242
Ив. Мухтаров, Определяне на остатъчни напрежения при заваряване на тънки плочи от неръждаема стомана I. Muhtarov, Residual Stresses in Thin Stainless Steel Plates Subject to Tig Wewding	246
М. Пейкова, Методът на синергията като управление на движенията в роботиката M. Peykova, Synergy Power for Motions Control in Robotics	250
М. Пейкова, Сн. Георгиева, Методът на синергията като управление при монтаж M. Peykova and S. Georgieva, Synergy Control in Case of Assembling	254
А. Пискова, Ст. Читаков, Ил. Ангелов, Свободни трептения, собствени честоти и форми на система на шевна машина A. Piskova, S. Tchitakov and I. Angelov, Unforced Oscillations, Natural Frequencies and Forms of A Sewing Machine System	258
П. Синапов, Ив. Кралов, Г. Полихронов, Иг. Игнатов, Кр. Неделчев, Експериментално регистриране и анализ на фрикционните самовъзбуждащи се трептения на автомобил при потегляне P. Sinapov, I. Kralov, G. Polihronov, I. Ignatov and K. Nedelchev, Experimental Study and Analysis of Vehicle Self-Excted Friction Vibrations during Set-off	259
Св. Славчев, В. Стоилов, Методика за оценка на напреженията при прилагане на „Статичния метод на UIC” за изследване на умора на материала при използване на числени методи S. Slavchev and V. Stoylov, Methodology for Assessment of Stress in The Application of "Static Method UIC" for The Study of Fatigue when Using Numerical Methods	267

Св. Славчев, В. Стоилов, Цв. Вълчева, Приложение на методика за оценка на напреженията при използване на числени методи S Slavchev, V. Stoylov and Tcv. Valcheva, Application of Methodology for Assessment of Stress Using Numerical Methods	271
Пл.Ташев, Сп. Хубенов, М. Манилова, Рязане и спояване с “МУЛТИПЛАЗ-3500М” P. Tashev, S. Hubenov and M. Manilova, Cutting and Welding by MULTIPLAZ-3500M	275
Ел. Ташева, Оценяване на съпротивлението на високо яка стомана към образуването на студени пукнатини с помощта на специализирана за ъглови съединения от листов материал проба E. Tasheva, Evaluation of Resistance of High Steel to for Formation of Cold Cracks	279
В. Цонев, Н. Николов, Б. Димова, Н. Кузманов, Система за изпитване на материалите при повишени температури и циклично натоварване V. Tconeв, N. Nikolov, B. Dimova and N. Kuzmanov, System for Materials Testing at Elevated Temperatures and Cyclic Loading	283
Ст. Читаков, Ил. Ангелов, Я. Годжуков, Механика на робот „Skara” S. Tchitakov, I. Angelov and J. Godjukov, Mechanics of A Robot „Skara	287

Секция: **Железопътна техника и технологии** / Session: **Railway Engineering and Technologies**

К. Велков, О. Кръстев, Д. Велкова, Използване на съвременни комуникационни технологии при изпитване на железопътна техника K. Velkov, O. Krastev and D. Velkova, Usage of Modern Communication Technologies for Testing of Railway Machinery	291
К. Велков, О. Кръстев, С. Велков, Специфични особености на спирачната система на локомотиви серия 87 K. Velkov, O. Krastev and S. Velkov, Specific Features of The Braking Equipment of 87 Series Locomotives	294
К. Велков, С. Пургич, Енергийна ефективност на различни видове транспорт K. Velkov and S. Purgic, Energy Efficiency of Different Transport Modes	298
П.Димкин, М. Михова, Ф. Илиев, Функционалноструктурен анализ на информационно-управляващи процеси в транспорта P. Dimkin, M. Mihova and F. Iliev Functionally Analysis of The Structural Information and Control Processes in Transport	302
М. Кръстев, О. Кръстев, К. Велков, Софтуерна система за многокритериална оценка и избор на решения при експлоатацията на железопътна техника M. Krastev, O. Krastev and K. Velkov, Software System for Multi-Criteria Decisions Making in Operation of Railway Machinery	306

О. Кръстев, К. Велков, М. Кръстев, Оценка на пригодността за модернизация на локомотивния парк O. Krastev, K. Velkov and M. Krastev, Assessment of Suitability for The Modernization of Locomotive Fleet	310
В. Николов, Вентил за управление на хидравлична спирачна система на подвижния железопътен състав V. Nikolov, Valve Control Hydraulic Brake Systems for Railway Rolling Stock	314
Св. Стоилова, Б. Сиди, Подход за разработване на график за движение на влаковете в среда MS Excel S. Stoylova and B. Sidi, Elaboration The Graphic Train Shedule in MS EXEL	318
Г. Чернева, Е. Димкина, Специфични аспекти на електромагнитната съвместимост в железопътния транспорт G. Cherneva, E. Dimkina, Specific Aspects for The Electromagnetic Compatability of The Railway Transport	324

Сесия: Мениджмънт и логистика в транспорта / Session: Transport Management and Logistics

Б. Дамянов, П. Филева, Изследване на възможностите за повишаване на енергийната ефективност на транспортна фирма B. Damianov and P. Fileva, Exploring The Capabilities of Increasing The Energy Efficiency of A Transport Company	327
Б. Дамянов, П. Филева, Методика за изследване показателите за дейността на транспортна фирма, обслужваща клиенти от сферата на автомобилостроенето P. Fileva and B. Damianov, Methods for Research on Effectiveness of Transport Company Working for Their Clients of The Automotive Industry	330
Д. Дичев, Св. Мартинов, Приложение на програми, използвани за решаване на общата задача на линейното програмиране чрез графичен метод D. Dichev and S. Martinov, Application Programs Used to Solve The General Problem of Linear Programming by Graphical Method	333
Св. Мартинов, Ев. Костенска, С. Стоядинов, Д. Дичев, Основни принципи за изграждане на гъвкава модулна мрежа за логистично оптимизиране S. Martinov, E. Kostenska, S. Stoyadinov and D. Dichev, Basic Principles for Building a Flexible Modular Logistics Net Work Optimization	335
Св. Мартинов, С. Стоядинов, Избор на технология за работа на гаров контейнерен терминал S. Martinov and S. Stoyadinov, Choice of Technology for Work of Container Terminal	339
М. Савова, Определяне на разходите в зоната за обслужване на магистралния автомобилен транспорт в пристанищен транспортен възел при комбинирани товарни превози M. Savova, Determination of Costs in The Area of High Way Service Road on Port Node	343

М. Савова, **Изследване на възходящия поток товарни автомобили в пристанищен транспортен възел при комбинирани товарни превози** 346
M. Savova, **Investigation of Input Flow Port Trucks in The Transportation Hub**

FAHRVERHALTEN UND KRAFTSTOFFVERBRAUCH EINES HUBSTAPLERS MIT LEISTUNGSVERZWEIGTEM WANDLERGETRIEBE

Evgenii MORCHEV

Department of Engines, Automotive
 Engineering and Transport,
 Technical University, Sofia, Bulgaria

Boyko GIGOV

Department of Engines, Automotive
 Engineering and Transport,
 Technical University, Sofia, Bulgaria
bgigov@tu-sofia.bg

Evgeni DIMITROV

Department of Engines, Automotive
 Engineering and Transport,
 Technical University, Sofia, Bulgaria
etzd@tu-sofia.bg

Abstract: Drive gearboxes for forklift trucks with two types of hydrodynamic torque converter are compared with even a power-split transmission scheme of the converter regarding fuel economy and dynamic driving performance. A diesel engine with a displacement of 3.9 liters and a hydrodynamic torque converter with a special design (so-called contra-rotor converter) are examined of the Bench. The output characteristics of the lift truck are calculated by computer, based on these experimental data.

Keywords: forklift trucks, torque converter, power-split transmissions

Konventionelle Gabelstapler-Getrieben bestehen meistens aus hydrodynamischem Drehmomentwandler und mechanischem Nachtschaltgetriebe. In Unterschied zu Wandlerautomaten für PKW und LKW, braucht das Staplergetriebe nicht so große Spreizung – z.B. 3 bis 3,5. Deshalb ist mechanischer Teil in diesem Fall sehr einfach – nur ein Wendegetriebe (1+1) und die notwendige Wandlung wird durch den Wandler gewährleistet. Das Übersetzungsverhältnis wird auf diese Weise stufenlos verändert. Der Wandler ist normalerweise nicht mit Überbrückungskupplung zwischen Pumpenrad und Turbinenrad ausgerüstet, da im Betriebszustand sprunghafte Änderungen der Zugkraft unzulässig sind. Die relativ größeren hydraulischen Verluste im Wandler, besonders bei niedrigeren Drehzahlverhältnisse (das gestrichelte Gebiet auf dem Bild 1.) sind nicht vermeidbar.

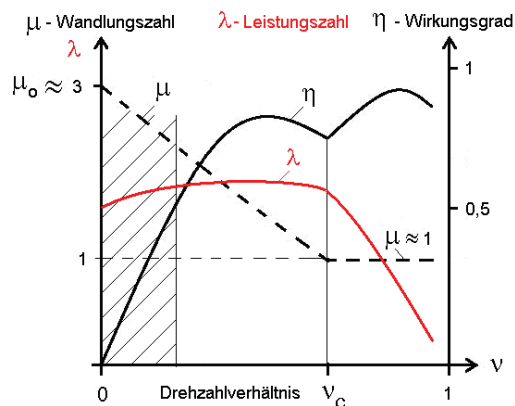


Bild 1. Kennlinien eines einfachen Wandlers

Bei Gabelstapler ist einfacher Wandler (Trilok – Wandler) mit symmetrischer Anordnung der Pumpe

und Turbine mehr verbreitet. Er hat relativ gutes Verhalten in der Kupplungsphase und seine maximale Drehmomentwandlung beträgt etwa 2,8 bis 3,2. Die Leistungszahl der Pumpenrad in der Wandlerphase ist fast konstant. Das heißt die Belastung des Verbrennungsmotors ändert sich in relativ engem Bereich. (Bild 2.)

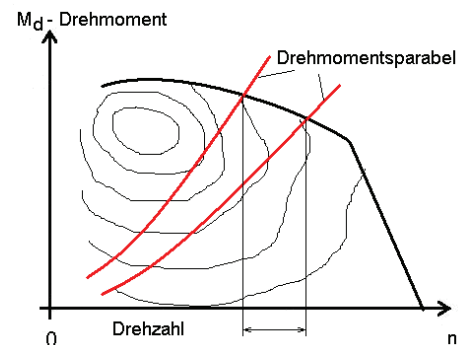


Bild 2. Belastungsbereich des Motors

Also man braucht für Gabelstapler einen stufenlosen Wandler mit ausreichender Spreizung, aber auch mit niedrigeren inneren Verluste. Alternative Varianten sind hydrostatische Getrieben und dieselelektrische oder hybride Antriebe mit ihren Vor- und Nachteile. Leistungsverzweigtes Wandlergetriebe ist eine andere Möglichkeit, die bietet gleichzeitig höhere Wirkungsgradwerte und stufenlose Änderung der Übersetzung. Ein solches Getriebe besteht aus einem hydrodynamischen Drehzahl- Drehmomentwandler und einem Planetensatz zur Leistungsverzweigung. Zum Beispiel auf dem Bild 3 ist das erläutert.

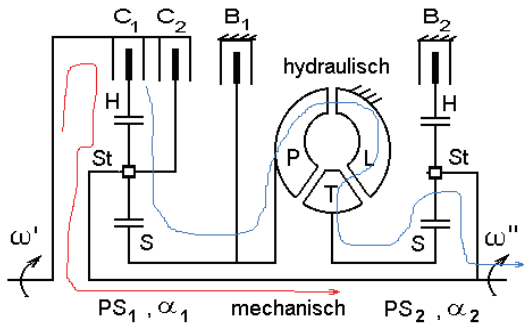


Bild 3. Leistungsverzweigtes Getriebe

Nach der Theorie des leistungsverzweigten Getriebes wird der Wirkungsgrad verbessert, da nur einer Teil der Eingangsleistung durch den Wandler übertragen wird. Anderer Teil wird durch den Planetensatz (mit größerem Wirkungsgrad) mechanisch übertragen. Das ist einfach zu erläutern durch die folgenden Beziehungen:

$$\eta = \frac{N - N_v}{N} = 1 - \frac{N_v}{N}; \quad \eta_h = 1 - \frac{N_{vh}}{N_h}; \quad \eta_m = 1 - \frac{N_{vm}}{N_m}$$

N_h – Den durch den Wandler (hydraulisch) übertragenen Teil der Eingangsleistung;

N_{vh} – Verlustleistung des hydraulischen Zweigs;

η_h – Wirkungsgrad des hydraulischen Zweigs;

N_m – Mechanischer Anteil der Eingangsleistung;

N_{vm} – Verlustleistung des mechanischen Zweigs;

η_m – Wirkungsgrad des mechanischen Zweigs;

N – Die gesamte Eingangsleistung;

N_v – Die gesamte Verlustleistung;

η – Wirkungsgrad der Gesamtordnung (des leistungsverzweigten Getriebes).

$N_v = (1 - \eta) \cdot N$; $N_{vh} = (1 - \eta_h) \cdot N_h$; $N_{vm} = (1 - \eta_m) \cdot N_m$;

Andererseits $N_v = N_{vh} + N_{vm}$ und $N = N_h + N_m$ oder

$(1 - \eta) \cdot N = (1 - \eta_h) \cdot N_h + (1 - \eta_m) \cdot N_m$;

$N - \eta \cdot N = N_h - \eta_h \cdot N_h + N_m - \eta_m \cdot N_m$ oder

$$\eta = \eta_h \frac{N_h}{N} + \eta_m \frac{N_m}{N}, \text{ aber } N_m = N - N_h$$

und man kommt zu der Gleichung:

$$\eta = \eta_h \frac{N_h}{N} + \eta_m \left(1 - \frac{N_h}{N}\right); \quad \eta = \eta_m - (\eta_m - \eta_h) \frac{N_h}{N}$$

Es gibt ein Theorem für leistungsverzweigtes

Getriebe, die lautet:

Wenn $\eta_m > \eta_h$ und $\frac{N_h}{N} < 1$, dann $\eta > \eta_h$

Beweisung: aus erster Bedingung folgt: $\eta_m - \eta_h > 0$,

aus zweiter Bedingung: $(\eta_m - \eta_h) \frac{N_h}{N} < (\eta_m - \eta_h) \cdot 1$,

dann $\eta_m - (\eta_m - \eta_h) \frac{N_h}{N} > \eta_m - (\eta_m - \eta_h) \cdot 1$ und

$\therefore \eta > \eta_h$

Im hydraulischen Teil eines solchen Getriebes ist aber nur Wandler mit größerer Drehmomentwandlung (z. B. 4 bis 5) verwendbar, da das Wandlungsbereich (Spreizung) der Gesamtordnung verkleinert wird.

In diesem Fall ist der einfache Wandler nicht geeignet. Man verwendet andere Wanderausführungen mit verschiedener Anordnung des Turbinenrads oder mit zwei Leiträdern bzw. mit zwei Wandlerphasen und eine Kupplungsphase. Normalerweise nutzt man in den Busgetrieben mit Leistungsverzweigung (DIWA) Drehmomentwandler mit feststehendem Leitrad und anderer Anordnung der Turbinenrad – d.h. ohne Kupplungsphase, aber mit ziemlich größerer Wandlung. (Bild 3.) Bei LKW- und Busgetrieben wird noch eine Idee verwendet – ein Schaufelrad jeweils der Betriebsbedingungen steht fest oder dreht sich in Gegenrichtung der Turbinenrad und spielt die Rolle zweiter Turbine. (Bild 4.) Auf diese Weise erreicht man eine zusätzliche Erhöhung des Wandlungsbereiches.

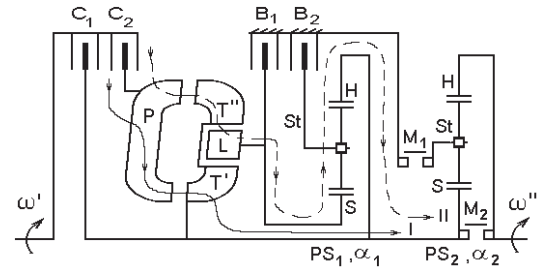


Bild 4. Wandler mit Gegendrehen des Leitrads

Meistens wird dieses Rad durch einen äußeren Planetensatz und Lamellenbremse (B_2), die den Steg blockiert, gesteuert. Andere Lamellenbremse (B_1) wird zur Blockierung des Schaufelrades genutzt, das in diesem Fall als Leitrad arbeitet. Zur Steuerung des Getriebes braucht man äußere Automatik.

Wir haben an dem Lehrstuhl „DATT“ (VM, Auto-technik und Transport) der TU-Sofia auch einen Wandler, der dieselbe Idee nutzt, entwickelt.[1] Unserer Versuchswandler unterscheidet sich von oben erwähntem Wandler durch folgende Besonderheiten:

- Ein zusätzliches Schaufelrad (sogenannten Kontrarotor) wird verwendet;
- Wir nutzen statt Lamellenbremsen Freiläufe und der Planetensatz, der als Wendeantrieb des Kontrarotors dient, wird im Wandler eingebaut. Auf diese Weise läuft alles selbst automatisch in Abhängigkeit von der Turbinendrehzahl bzw. von der Fahrgeschwindigkeit und eine zusätzliche äußere Automatik ist nicht nötig;
- Ein einfacher Wandler mit ein bisschen bearbeitetem Turbinenrad, um man das zusätzliche Schaufelrad im Kreislauf einzubauen, wird genutzt. (Bild 5.)

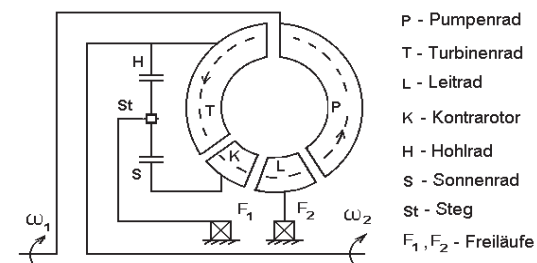


Bild 5. Schema des Kontrarotor-Wandlers

Durch diesen Kontrarotor-Wandler wird ein größerer Wandlungsbereich erreicht. Die Versuchsdaten zeigen μ_0 -Werten ungefähr 4,5 statt 2,85 für einfachen Wandler „1334 BBA“, der als Prototyp benutzt wird. In Bulgarien werden drei Baugrößen einfachen Wandlers nach Lizenz der Firma „Brockhouse“ hergestellt :

- 1150 BBA, 1150EBE, 1150 DBB – mit Profildurchmesser der Pumpen- und Turbinenräder $Da = 11,5'' \approx 292 \text{ mm}$;
- 1334 BBA – $Da = 13,34'' \approx 339 \text{ mm}$;
- 1410 BBA, 1410 DBB – $Da = 14,1'' \approx 358 \text{ mm}$.

Die Kennlinien des Wandlers in Vergleich zu dem einfachen (zweiphasigen) und zu dem gewöhnlichen dreiphasigen Wandler sehen so aus:

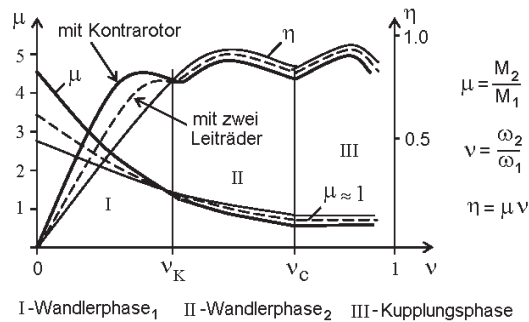


Bild 6. Kennlinien des Kontrarotor-Wandlers

Der Wandler mit Kontrarotor hat ein größeres Drehmomentverhältnis im Bereich der niedrigeren Drehzahlverhältnisse. Entsprechende Wirkungsgradwerte liegen auch etwas nach oben. Der Kontrarotor-Wandler ist eigentlich einen dreiphasigen Drehmomentwandler mit zwei Wandlerphasen und eine Kupplungsphase. In erster Phase dreht sich der Kontrarotor in Gegenrichtung der Turbine, da der Steg durch den Freilauf F_1 blockiert ist und Leitrad steht fest durch den Freilauf F_2 . (Bild 5.) Das verursacht den obengenannten Effekt – Erhöhung der μ - und η -Werte. Mit Zunahme der Turbindrehzahl bzw. des Wandler-Drehzahlverhältnis löst zuerst der Freilauf F_1 und der Kontrarotor beginnt sich frei zu drehen (Wandlerphase II) und später löst auch der Freilauf F_2 , das Leitrad dreht sich auch frei und ergibt sich Kupplungsphase III.

Der Kontrarotor-Wandler war auf dem Prüfstand untersucht und seine Kennlinien wurden mit den Kennlinien anderer Wandler-Varianten verglichen.

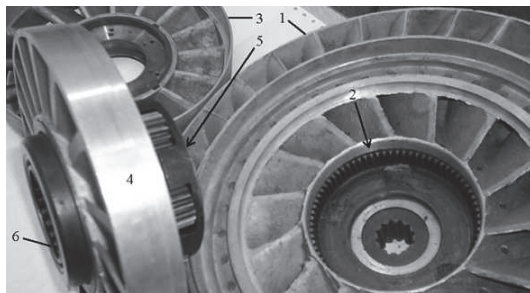


Bild 7. Bauteile des Kontrarotor-Wandlers:

1 – Turbinenrad; 2 – Hohlrad; 3 – Leitrad;
4 – Kontrarotor; 5 – Planetenträger; 6 – Freilauf F_1 .

Das Bild 7. zeigt die einzelnen Bauteilen des Versuchswandlers und Bild 8. – äußeres Aussehen des Prüfstandes. Auf dem Bild 9. kann man die experimentellen Kennlinien für drei Varianten sehen.



Bild 8. Prüfstand zur Untersuchung der Wandlers

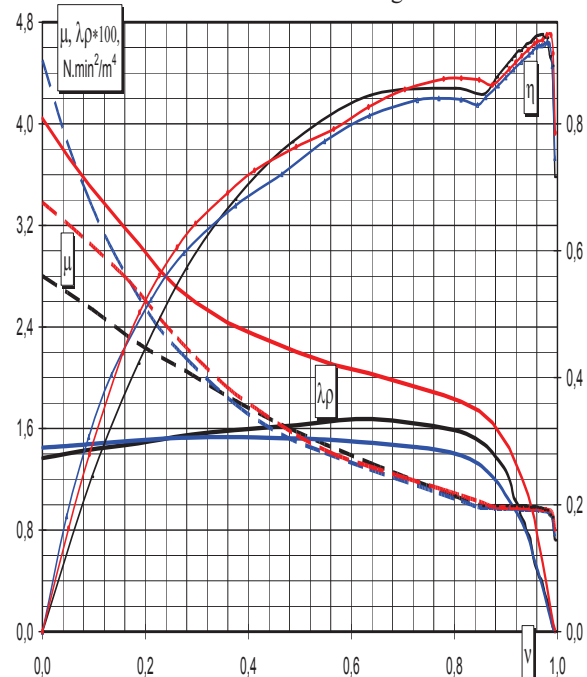


Bild 9. Experimentelle Kennlinien:

— Kontrarotor- Wandler ; — Einfacher Wandler;
— Schema mit Leistungsverzweigung

Der Kontrarotor-Wandler ist schon geeignet für leistungsverzweigtes Getriebe. Durch einen zusätzlichen äußeren Planetensatz wird beispielsweise ein solches Schema realisiert. (Bild 10.)

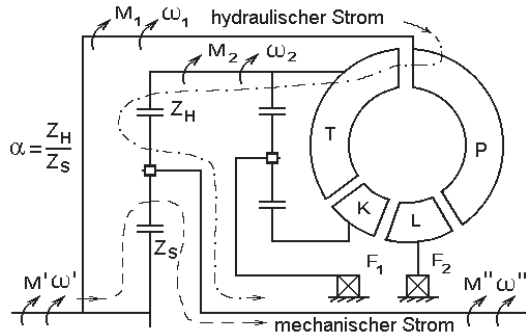


Bild 10. Leistungsverzweigtes Schema mit Kontrarotor-Wandler

Die grundsätzlichen Eigenschaften des leistungsverzweigten Getriebes nach diesem Schema werden durch die folgenden Beziehungen dargestellt:

<i>für den Wandler</i>	<i>für die Gesamtordnung</i>
$v_h = \frac{\omega_2}{\omega_1} ;$	$v = \frac{\omega''}{\omega'} ;$
$\mu_h = \frac{M_2}{M_1} ;$	$\mu = \frac{M''}{M'} ;$
$\lambda_h = \frac{M_1}{\rho \cdot D_a^5 \cdot \omega_1^2} ;$	$\lambda = \frac{M'}{\rho \cdot D_a^5 \cdot \omega'^2} ;$

für den mechanischen Teil

$$\alpha = \frac{Z_H}{Z_S} ; \quad \eta_0 = \eta_1 \cdot \eta_A ;$$

v und v_h – Drehzahlverhältnisse;

μ und μ_h – Drehmomentverhältnisse;

λ und λ_h – Leistungszahl des Getriebes, bzw. des Wandlers;

ρ – Dichte der Arbeitsflüssigkeit;

D_a – Profildurchmesser des Wandlers;

α – Zähnezahlsverhältnis des äußeren Planetensatzes;

η_1 – Wirkungsgrad eines Zahnradpaars mit Innenverzahnung;

η_A – Wirkungsgrad eines Zahnradpaars mit Äußerverzahnung;

η_0 – Gesamtwirkungsgrad des Planetensatzes bei bedingt unbeweglichem Steg.

Aus den Drehmomentgleichgewichtsbedingungen für den Planetensatz und für den Wandler folgt:

$$M' = M_1 + M_S = M_1 + \frac{M_H}{\alpha \eta_0} = M_1 + \frac{M_2}{\alpha \eta_0} = M_1 + \frac{M_1 \cdot \mu_h}{\alpha \eta_0}$$

$$\text{da } M_H = M_2$$

$$M' = M_1 \left(1 + \frac{\mu_h}{\alpha \eta_0} \right) ; \quad \frac{M'}{M_1} = 1 + \frac{\mu_h}{\alpha \eta_0} = \frac{\lambda}{\lambda_h} , \text{ da } \omega' = \omega_1$$

$$\text{oder } \lambda = \lambda_h \cdot \left(1 + \frac{\mu_h}{\alpha \eta_0} \right)$$

Also ist schon die Leistungszahl in Abhängigkeit von den Kenngrößen des hydraulischen und des mecha-

nischen Teils ausgedrückt. Ähnlicherweise wird auch das Sekonderdrehmoment und Drehmomentverhältnis des leistungsverzweigten Getriebes ermittelt:

$$M'' = M_S = M_H + M_S ; M_H = \alpha \eta_0 \cdot M_S ; M_H = M_2 = M_1 \cdot \mu_h$$

$$M'' = M_1 \cdot \mu_h + \frac{M_1 \cdot \mu_h}{\alpha \eta_0} = M_1 \cdot \mu_h \cdot \left(1 + \frac{1}{\alpha \eta_0} \right) = M_1 \cdot \mu_h \cdot \frac{\alpha \eta_0 + 1}{\alpha \eta_0}$$

Die Wandlungszahl (Drehmomentverhältnis) lässt sich durch das Verhältnis M_1/M' bzw. M'/M_1 , das bei der Berechnung von λ ermittelt war, berechnen:

$$\mu = \frac{M''}{M'} = \frac{M_1}{M'} \cdot \mu_h \cdot \frac{\alpha \eta_0 + 1}{\alpha \eta_0} ; \quad \frac{M'}{M_1} = 1 + \frac{\mu_h}{\alpha \eta_0} = \frac{\alpha \eta_0 + \mu_h}{\alpha \eta_0} ;$$

$$\frac{M_1}{M'} = \frac{\alpha \eta_0}{\alpha \eta_0 + \mu_h} ; \quad \mu = \frac{\alpha \eta_0}{\alpha \eta_0 + \mu_h} \cdot \mu_h \cdot \frac{\alpha \eta_0 + 1}{\alpha \eta_0} ;$$

$$\mu = \mu_h \cdot \frac{\alpha \eta_0 + 1}{\alpha \eta_0 + \mu_h}$$

Und nach dem Willisverfahren für kinematische Analyse der Planetensätze kann man auch Drehzahlverhältnis der Gesamtordnung ausdrücken:

$$\frac{\omega_S - \omega_{St}}{\omega_H - \omega_{St}} = \frac{\omega' - \omega''}{\omega_2 - \omega''} = -\alpha / \omega' \rightarrow \frac{1 - \omega'' / \omega'}{\omega_2 / \omega' - \omega'' / \omega'} = -\alpha$$

oder $(1-v)/(v_h - v) = -\alpha$, da $\omega' = \omega_1$ und

$$v = \frac{\alpha v_h + 1}{\alpha + 1}$$

Durch diese Abhängigkeiten lassen sich auch die dimensionslosen Kennlinien des leistungsverzweigten Getriebes ermitteln und mit den experimentellen Kennlinien der beiden Wandlers vergleichen. (Bild 9.) Insgesamt wird das Wandlungsbereich des leistungsverzweigten Getriebes vermindert, aber die Leistungszahl (λ) wird ziemlich vergrößert in Vergleich zu diesen bei dem Wandler. Außerdem ist λ schon nicht konstant, sondern mit fallendem Verlauf in Abhängigkeit vom Drehzahlverhältnis. Das bedeutet: die Belastung des Verbrennungsmotors ändert sich in nicht so engem Bereich wie beim einfachen Wandler. Das ist aber abhängig vom Zähnezahlsverhältnis des äußeren Planetensatzes (α), das zusätzlich zu untersuchen ist. Infolge der größeren Leistungszahl des leistungsverzweigten Getriebes ergibt sich eine größere Belastung des Motors und das Bereich der gemeinsamen Arbeit zwischen Wandler und Dieselmotor wird nach links verschoben. Das bedeutet niedrigere Drehzahl und etwas höhere Drehmomente bzw. niedrigeren Kraftstoffverbrauch. Oder bei gleichen Bedingungen lässt sich im hydraulischen Zweig des leistungsverzweigten Getriebes einen Drehmomentwandler mit kleinerem Profildurchmesser nutzen. Bild 11. zeigt das Motorkennfeld und die Lastbereiche einzelnen Getriebevarianten.

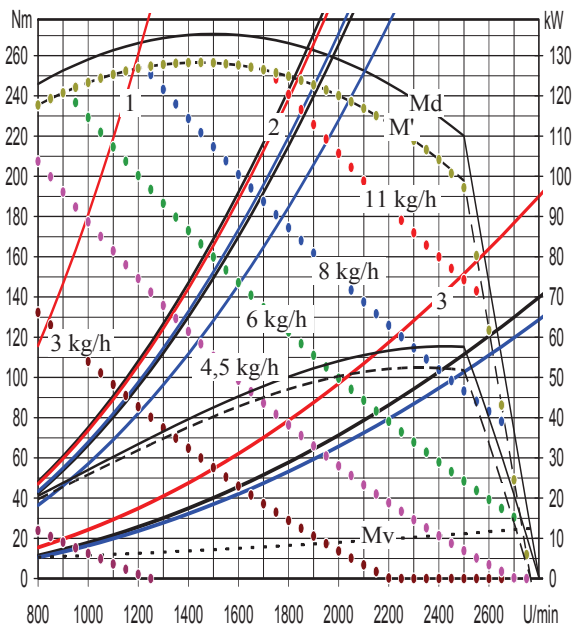


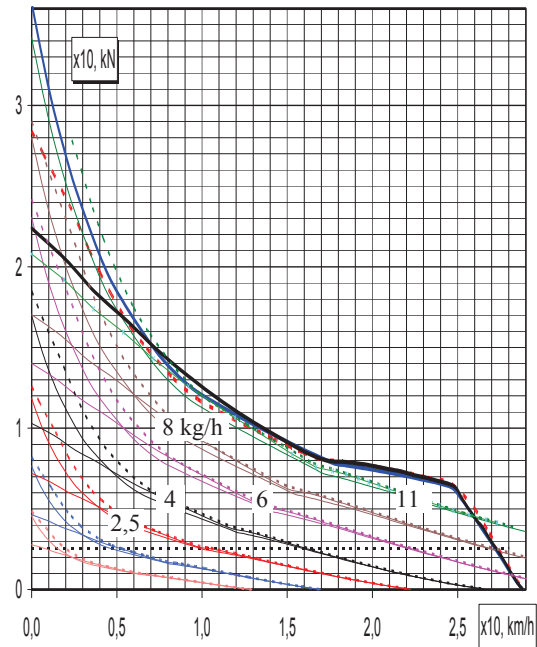
Bild 11. Gemeinsame Arbeit VM-Wandler

— Kontrarotor- Wandler; — Einfacher Wandler;
 — Schema mit Leistungsverzweigung;
 1- Parabel beim Anfahren; 2 – beim Kupplungspunkt;
 3 – bei maximaler Fahrgeschwindigkeit; Md – Volllast-
 linie; M'– Antriebsmoment für Wandler; Mv – Verlust-
 moment

Man stellt die Aufgabe Fahrverhalten und Kraft-
 stoffverbrauch eines Hubstaplers, der mit diesen drei
 Varianten des Getriebes ausgerüstet ist, zu untersu-
 chen und vergleichen:

- Einfacher Wandler;
- Kontrarotor- Wandler;
- Leistungsverzweigtes Getriebe mit
 Kontrarotor- Wandler.

Diesen Getriebevarianten werden mit Dieselmotor
 D3900K mit Nennleistung 57 kW bei 2500 U/min
 kombiniert. Der Motor wird auch auf dem Prüfstand
 untersucht und seinen Kraftstoffverbrauch pro Zeit in
 verschiedenen Versuchspunkten wird ermittelt. Auf-
 grund diesen Daten werden Kennlinien des Kraftstoff-
 verbrauchs in Abhängigkeit von der Motordrehzahl
 bei konstantem Drehmoment ($Be=f(n)$ bei $M=Konst.$)
 analytisch dargestellt. Dann werden auch Kennlinien
 des Drehmoments in Abhängigkeit von der Motor-
 drehzahl bei konstantem Kraftstoffverbrauch als Poly-
 nom dargestellt und auf dem Motorkennfeld eingetra-
 gen. (Bild 11.) Außerdem werden auch Drehmoment-
 parabeln der Wandler in das gleiche Koordinaten-
 system aufgebaut. Durch die Kennlinien der gemein-
 samen Arbeit zwischen dem Verbrennungsmotor und
 Wandlergetrieben werden Schnittpunkte mit Koordi-
 naten (M_1, n_1) für die Volllastlinie und für die Linien
 konstanten Kraftstoffverbrauch ermittelt. Weiter lässt
 sich für jeden Schnittpunkt Drehzahl und Drehmoment
 der Turbine: $\omega_2 = v.\omega_1$ und $M_2 = \mu.M_1$ und Zugkraft
 auf den Antriebsräder in Abhängigkeit von der Fahr-
 geschwindigkeit ermitteln.(Bild 12.)



**Bild 12. Fahrzustandsdiagramm (Volllastlinien und
 Linien konstanten Verbrauch)**

— Kontrarotor- Wandler; — Einfacher Wandler;
 - - - Schema mit Leistungsverzweigung;

Die Volllast- und Verbrauchskennlinien einzelnen
 Getriebevarianten werden verglichen. Leistungsver-
 zweigtes Schema ist ziemlich sparsamer im bestimm-
 ten Betriebsbereich.

Dynamisches Verhalten des Hubstaplers wird durch
 die folgenden Gleichungen berechnen:

- Die Fahrgeschwindigkeit:

$$V = \frac{\omega_2}{i_G i_A} r_k \cdot 3,6 \quad , \quad km / h ;$$

r_k – kinematischer Radius des Antriebsrads, m;

i_G – Übersetzungsverhältnis des Zahnradgetriebes;

i_A – Übersetzungsverhältnis des Achsantriebes,

-Die Zugkraft (Antriebskraft auf den Antriebsrädern) :

$$F_A = \frac{M_2 i_G i_A \eta_G \eta_A}{r_d \cdot 1000} \quad , \quad kN ;$$

r_d – dynamischer Radius des Antriebsrads, m;

η_G Wirkungsgrad des Zahnradgetriebes;

η_A – Wirkungsgrad des Achsantriebes;

- Die Rollwiderstandskraft:

$$F_f = f \cdot G = f \cdot \frac{g \cdot m}{1000} \quad , \quad kN ;$$

f – Rollwiderstandsbeiwert;

G – Gesamtgewicht , kN;

g – Erdbeschleunigung, m/s^2 ;

m – Gesamtmasse des Staplers, kg;

- Die Luftwiderstandskraft wird vernachlässigt;

- Die Beschleunigungskraft :

$$F_J = \delta \cdot m \cdot a \approx F_A - F_f \quad , \quad kN ;$$

δ – Beiwert, der die bedingte Erhöhung der
 Fahrzeugmasse darstellt, infolge innerer drehender
 Bauteilen (z. B. Schwungrad, Schaufelräder des
 Wandler, auch Reifen u.a.);

$$\delta = 1 + \frac{g \cdot \Sigma J_R}{G \cdot r_k \cdot r_d} + \frac{g \cdot J_2 \cdot i_A^2 \cdot \eta_A \cdot \eta_G}{G \cdot r_k \cdot r_d} \cdot i_G^2 +$$

$$+ \frac{g \cdot (J_e + j_1) \cdot i_A \cdot \eta_A \cdot \eta_G}{G \cdot r_k \cdot r_d} \cdot i_G^2 \cdot \mu \cdot \frac{d\omega_1}{d\omega_2}$$

ΣJ_R – Summe der Massenträgheitsmomente einzelner Fahrzeugräder, kgm^2 ;

J_2 – Massenträgheitsmoment des Turbinenrads und alle mit ihm verbundenen Getriebedrehteile, kgm^2 ;

J_e – Massenträgheitsmoment des Schwungrads und alle mit ihm verbundenen Motordrehteile, kgm^2 ;

J_1 – Massenträgheitsmoment des Pumpenrads, kgm^2 ;

- Die Beschleunigung: $a = \left(\frac{F_A}{G} - f \right) \cdot \frac{g}{\delta}$, m/s^2 ;

- Die Beschleunigungszeit für sehr kleines Intervall:

$$t_i = \int_0^{V_i} \frac{1}{a} \cdot dV \approx \frac{1}{2.3,6} \left(\frac{1}{a_i} + \frac{1}{a_{i+1}} \right) \cdot (V_{i+1} - V_i), \text{ s};$$

- Die gesamte Beschleunigungszeit: $t_\Sigma = \sum_{i=1}^n t_i, \text{ s};$

- Die Fahrstrecke für sehr kleines Intervall:

$$S_i = \int_0^{t_i} V \cdot dt \approx \frac{1}{2.3,6} (V_i + V_{i+1}) \cdot (t_{i+1} - t_i), \text{ m}$$

- Die gesamte Fahrstrecke: $S_\Sigma = \sum_{i=1}^n S_i, \text{ m};$

- Der absolute Verbrauch für sehr kleines Intervall:

$$B_i = \int_0^{t_i} B_e \cdot dt \approx \frac{1}{2.3,6} (B_{ei} + B_{ei+1}) \cdot (t_{i+1} - t_i), \text{ g};$$

- Der absolute Kraftstoffverbrauch für die gesamte

Fahrstrecke: $B_\Sigma = \sum_{i=1}^n B_i, \text{ g}.$

Die Kennlinien, die dynamisches Verhalten des Staplers mit verschiedenen Getriebevarianten darstellen, lassen sich auf dem Bild 13 und 14. sehen.

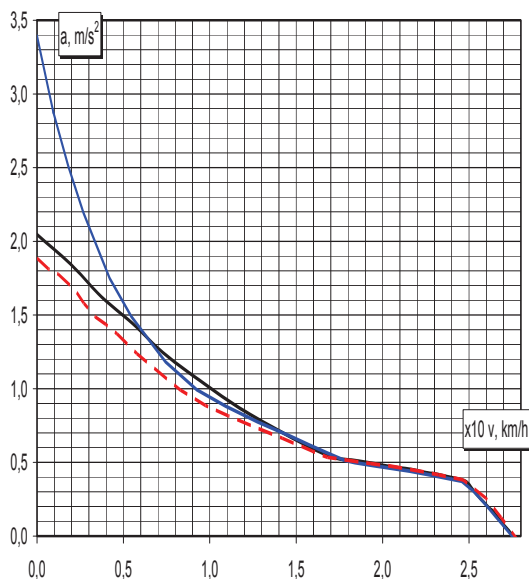


Bild 13. Kennlinien der Beschleunigung

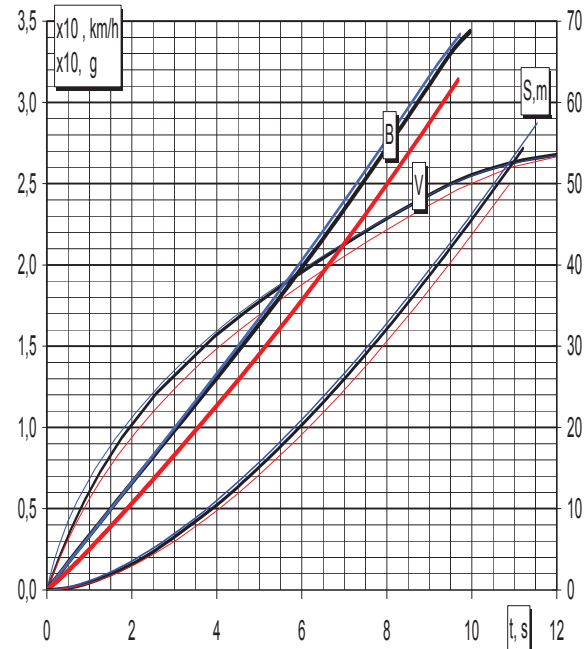


Bild 14. Absoluter Verbrauch (B), Fahrgeschwindigkeit (V) und gefahrene Strecken (S) in Abhängigkeit von der Beschleunigungszeit (t)

Schlussfolgerungen

- Durch Einführung eines zusätzlichen Schaufelrades und relativ einfache Bearbeitung des Serienwandlers „1334BBA“ ist eine Vergrößerung des maximalen Drehmomentverhältnis mit über 50% erreichbar;
- Ein solcher dreiphasiger Wandler ist geeignet für leistungsverzweigte Gabelstapler-Getrieben;
- Durch leistungsverzweigtes Schema ist Wandler mit kleinerem Profildurchmesser (Da) verwendbar und zusätzliche Änderung der Motorbelastung mittels Änderung des Zähnezahlnverhältnis (α) realisierbar;
- Auf dem Fahrzustandsdiagramm bestehen Betriebsbereiche, wo leistungsverzweigtes Getriebe ziemlich sparsamer ist. (z. B. Betriebsbereich bis 10 km/h);
- Die maximale Beschleunigung der leistungsverzweigten Variante ist mit ungefähr 7 % niedriger als bei Serienwandler. Das kann man durch nach links verschobene Kennlinien der gemeinsamen Arbeit und niedrigere Motorleistung erläutern;
- Trotzdem liegen die Kennlinien der Fahrgeschwindigkeit und der gefahrenen Strecke beim Beschleunigen nur ein wenig nach unten – 2% und 5%;
- Kennlinien des absoluten Kraftstoffverbrauchs beim Beschleunigen zeigen fast gleichen Verlauf bei Wandlern, aber etwa 10% niedrigeren Verbrauch für leistungsverzweigtes Getriebe.

Literaturverzeichnis

- [1] Морчев Е.П. Изследване на свойствата и създаване на метод за проектиране на комплексни еднотурбинни и контрароторни турботрансформатори, Дисертация ктн., ВМЕИ, София, 1975;
- [2] Гигов Б. И. Автоматични трансмисии, ТУ-София, 2008;