

**Московский государственный
технический университет им. Н.Э. Баумана**

Кафедра “Поршневые двигатели”

**СБОРНИК
ТЕЗИСОВ ДОКЛАДОВ**

**международной научно-технической
конференции**

Двигатель-2017
посвященной 110-летию
школы двигателестроения
МГТУ им. Н.Э. Баумана

Сборник тезисов докладов международной научно-технической конференции “Двигатель-2017”, посвященной 110-летию специальности “Поршневые двигатели” в МГТУ им. Н.Э. Баумана / сост. Зенкин В.А., Мягков Л.Л. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017 – 120 с.

Сборник сформирован на основе докладов, представленных на международной научно-технической конференции “Двигатель-2017” посвященной 110-летию специальности “Поршневые двигатели” в МГТУ им. Н.Э. Баумана. Доклады освещают исследования в области рабочих процессов, конструирования, управления и эксплуатации двигателей внутреннего сгорания и другие вопросы современных проблем двигателестроения, включая работу систем и применения альтернативных топлив.

Материалы сборника адресованы специалистам в области проектирования, исследования и эксплуатации поршневых и комбинированных двигателей, аспирантам, студентам.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ГАЗООБМЕН, ВОЗДУХОСНОБЖЕНИЕ И НАДДУВ ДВИГАТЕЛЕЙ

Оценка перспектив использования турбокомпаундных ДВС в авиации	10
Барышников С.И., Зеленцов А.А., Костюченков А.Н. ФГУП «ЦИАМ им. Баранова», Россия Estimated Perspectives of Turbocompound ICE in Aviation Barishnikov S.I., Kostyuchenkov A.N., Zelentsov A.A., CIAM, Russia	
Особенности взаимодействия импульсов с турбиной	11
Гришин Ю.А., МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия Features pulses interaction with a turbine Grishin Yu.A., Bauman MSTU, Russia	
Многокритериальная оптимизация газообмена одноцилиндрового дизеля с помощью промежуточной нейросетевой модели	12
Зенкин В.А., МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия Multi-objective optimization of single-cylinder diesel engine gas exchange via the intermediate neural network model Zenkin V.A., Bauman MSTU, Russia	
Моделирование турбулентного течения воздуха через клапанные каналы поршневого двигателя	14
Буданов Р.Е., Руман С.Ю., Онищенко Д.О. МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия Simulation of turbulent flow through the valve ports of the piston engine Budanov R.E., Ruman S.Yu., Onishchenko D.O. Bauman MSTU, Russia	
Математическое моделирование пневматического пуска многоцилиндрового двигателя	16
Гришин Ю.А., Маластовский Н.С., Семенчукова В.С. МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия Mathematic modeling of a multicylinder piston engine pneumatic start Grishin Y.A., Malastowski N.S., Semenchukova V.S. Bauman MSTU, Russia	
ДИАГНОСТИКА, СЕРВИСНОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ	
Особенности оценки граничных величин диагностических признаков	18
Костюков В.Н., Науменко А.П., ООО НПЦ «Динамика», Россия Features Evaluation of Diagnostic Signs Kostyukov V.N., Naumenko A.P., Dynamics, SPC, Russia	
Диагностика технического состояния подшипников качения в эксплуатации	20
Костюков В.Н., Тарасов Е.В., ООО НПЦ «Динамика», Россия Diagnostics of technical condition of the rolling bearing in operation Abstract Kostyukov V.N., Tarasov E.V., Dynamics, SPC, Russia	
Методика исследования и определения причин тяжелых повреждений ДВС в эксплуатации	22
Хрулев А.Э., Специализированный моторный центр «АВ-Инжиниринг» (ООО «АВ-Эксперт»), Россия Methods of study and determination of the causes of heavy duty damages of internal combustion engines Khrulev A.E., Specialized Motor Center «AV-Engineering»	
КОНСТРУИРОВАНИЕ, ДИНАМИКА, ПРОЧНОСТЬ, ТРИБОЛОГИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ	
Применение критериев многоосного усталостного разрушения к оценке выносливости шатуна	24
Арпишкин А.Ю., Мягков Л.Л., МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия Application of multi-axial fatigue criteria for the estimation of the connecting rod strength Arpishkin A.Y., Myagkov L.L. Bauman MSTU, Russia	

Расчет теплового и напряженно-деформированного состояния моноблока быстроходного судового дизеля	26
Иванова Н.С., Чайнов Н.Д., МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия, Мелещенко Н.Г., ПАО «ЗВЕЗДА», Россия The Calculation of Thermal and Stress-strain State for the Monoblock of High-speed Marine Diesel Engine Ivanova N.S., Chainov N.D., Bauman MSTU, Russia, Meleschenko N.G., JSC «ZVEZDA», Russia	
Численное исследование массового расхода охлаждающей жидкости через центробежный насос внутреннего контура охлаждения двигателя ДМ 21	28
Каменев В.В., Ложкин Н.С., Онищенко Д.О. МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия Numerical study of the cooling fluid mass flow rate through the centrifugal pump internal cooling circuit of the engine DM-21 Kamenev V.V., Lozhkin N.S., Onishchenko D.O., Bauman MSTU, Russia	
Моделирование работы комплекта поршневых колец с учетом деформации рабочей поверхности цилиндра двигателя	30
Столяров А.С., СПбГМТУ, Россия Modeling of piston ring pack in conjunction with an out-of-round cylinder bore Stolyarov A.S., SMTU of St. Petersburg, Russia	
Расчетное и экспериментальное определение локальных величин контактного давления в сопряжении деталей поршня среднеоборотного дизеля типа ЧН 26/26	32
Мягков Л.Л., Оболонный И.В., Стрижов Е.Е., Чайнов Н.Д. МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия An Experimental Measurement and Numerical Calculation of Contact Pressure in a Composite Piston of a Mid-speed Diesel Engine Chainov N.D., Myagkov L.L., Obolonnii I.V., Strizhov E.E., Bauman MSTU, Russia	
Метод оптимизации формы основных деталей ДВС	34
Мягков Л.Л., Чирский С.П. МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия Optimization method of basic parts of ICE Chirskii S.P., Myagkov L.L., Bauman MSTU, Russia	
НОВЫЕ МАТЕРИАЛЫ И ТЕХНОЛОГИИ В ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИИ	
Применение технологий тиксоформования в современном двигателестроении	36
Белусов И.Я., Койдан И.М., Первушин В.В., АО АХК «ВНИИМЕТМАШ» им. А. И. Целикова, Россия Thixoforming technologies in modern engine construction Belousov I.Y, Koydan I.M., Pervushin V.V., VNIIMETMASH, Russia	
Thixo- и PIM технологии в современном двигателестроении	37
Муранов А.Н., Семенов А.Б., Семенов Б.И., МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия Thixo- and PIM Technologies in Modern Engine-building Muranov A.N., Semenov A.B., Semenov B.I., Bauman MSTU, Russia	
ПРИМЕНЕНИЕ АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ТОПЛИВ	
Анализ тепловыделения в поршневом ДВС с принудительным воспламенением при работе на бензоводородовоздушной смеси	39
Бортников Л.Н., Дерячев А.Д., Ивашин П.В., Твердохлебов А.Я. ТГУ, Тольятти, Россия Analysis of the heat release in spark ignited ICE with gasoline-hydrogen mixture utilization Bortnikov L.N., Deriachev A.D., Ivashin P.V., Tverdochlebov A.J. TLTSU, Togliatti, Russia	

Горчичное масло как добавка к дизельному топливу	41
Лобода С.С., Марков В.А., Са Бовэнь МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия Зыков С.А., РГАУ-МСХА им. К.А. Тимирязева, Россия Mustard Oil as an Additive to Diesel Fuel Loboda S.S., Markov V.A., Sa Bowen' Bauman MSTU, Russia Zykov S.A., RGAU-MSKHA named after K.A. Timiryazev, Russia	
Оптимизация показателей дизеля, работающего на биодизельном топливе	43
Зуев Н.С., Козлов А.В., Теренченко А.С. ФГУП «НАМИ». г. Москва Optimization of diesel engine performance operating on biodiesel fuel Zuev N.S., Kozlov A.V., Terenchenko A.S. NAMI Russian State Scientific Research Center	
Оптимизация состава смесевое биотоплива	45
Блинов А.С., Бирюков В.В., Лобода С.С., Марков В.А. МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия Девянин С.Н., РГАУ-МСХА им. К.А. Тимирязева, Россия Optimization of Composition of Mixed Biofuels Blinov A.S., Biryukov V.V., Loboda S.S., Markov V.A. Bauman MSTU, Russia Devyanin S.N., RGAU-MSKHA named after K.A. Timiryazev, Russia	
Оценка энергоэффективности двигателей внутреннего сгорания при использовании природного газа в качестве топлива	47
Ветошников А.Г., Козлов А.В., Миренкова Е.А., Теренченко А.С. ФГУП «НАМИ», Россия Assessment of energy efficiency of the internal combustion engines using natural gas as a fuel Kozlov A.V., Mirenkova E.A., Terenchenko A.S., Vetoshnikov A.G. NAMI Russian State Scientific Research Center	
Улучшение показателей роторно-поршневого двигателя Ванкеля за счет фазированной подачи водорода	49
Алексеичук В.А., Захаров Е.А., Левин Ю.В., Федянов Е.А. ВолгГТУ, Россия Improvements of indicators of rotary-piston Wankel engine due to phased hydrogen supply Alekseichuk V. A., Fedyanov E. A., Levin Y. V., Zakharov E. A., VSTU, Russia	
ПРОЕКТИРОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ, НОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ И УСТАНОВКИ	
Применение динамических моделей поршневых двигателей внутреннего сгорания для решения комплексных задач	51
Агуреев И.Е., Волков А.И., Елагин М.Ю., Хмелев Р.Н. ТулГУ, Россия The usage of piston internal combustion engines dynamic models to complex problems Agureev I.E., Elagin M.U., Khmelev R.N., Volkov A.I., Tula state University, Russia	
Линейные свободнопоршневые агрегаты и новые критические технологии поршневых двигателей	53
Локтионов Ю.В., Мягков Л.Л., Оболонный И.В., Сячинов А.В., МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия Linear Free-Piston Units and New Critically Technologies for Piston Engines Loktionov Y.V., Myagkov L.L., Obolonny I.V., Syachinov A.V., Bauman MSTU, Russia	
Разработка демонстратора авиационного роторно-поршневого двигателя в классе мощности 100 л.с.	55
Замышляев В.А., Костюченков А.Н., Минин В.П., ФГУП «ЦИАМ им. Баранова», Россия Development of the aircraft rotary-piston engine-demonstrator in a class of 100 hp Kostyuchenkov A.N., Minin V.P., Zamyshlyayev V.A., CIAM, Russia	

Верификация расчетной модели термоэлектрического генератора, его влияние на расход топлива ДВС	56
Онищенко Д.О., Сафонов Р.А., Арутюнян Г.А., МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия Verification of the calculation model of thermoelectric generator, the impact on fuel consumption engine Onishchenko D.O., Safonov R.A., Bauman MSTU, Russia	
Влияние компоновочной схемы и режимов работы двигателя на работу ременного привода агрегатов	58
Ханнанов М.Д., Фардеев Л.И., НТЦ ПАО «КАМАЗ», Россия, Румянцев В.В., НЧИ КФУ, Россия Influence of the layout scheme and engine operating modes to the work of the belt drive units Fardeev L. I., Khannanov M.D., R&D Center of KAMAZ PTC, Russia, Rumyancev V.V., Naberezhnye Chelny, Institute of Kazan Federal University	
РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ ДВИГАТЕЛЕЙ	
Влияние формы камеры сгорания на характеристики и образование NO_x в газовом двигателе с принудительным воспламенением	60
Голосов А.С., МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия The influence of the shape of the combustion chamber on the characteristics and the formation of NO _x in the gas engine with spark ignition Golosoov A.S., Bauman MSTU, Russia	
Повышение динамических характеристик и уменьшение расхода топлива за счет совершенствования рабочих процессов бензинового двигателя	62
Дегтярев А.В., АО ЦКБ по СПК им. Р. Е. Алексеева, НГТУ им. Р.Е. Алексеева, Россия Захаров И.Л., Захаров Л.А., НГТУ им. Р.Е. Алексеева, Россия Тарасов А.Н., ООО ОИЦ, НГТУ им. Р.Е. Алексеева, Россия Improvement of dynamic characteristics and reducing fuel consumption by improving workflows gasoline engine Degtyarev A.V., ALEXEYEV'S CENTRAL HYDROFOIL DESIGN BUREAU, Nizhny Novgorod State Technical University n.a. R.Y. Alexeev, Russia Zakharov I.L., Zakharov L.A., Nizhny Novgorod State Technical University n.a. R.Y. Alexeev, Russia Tarasov A.N., LLC «Joint Engineering Centre» JSC GAZ, Nizhny Novgorod State Technical University n.a. R.Y. Alexeev, Russia	
Расчетное определение вихревого числа среднеоборотного двигателя путем моделирования процесса впуска	64
Ложкин Н.С., Онищенко Д.О., Панкратов С.А., МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия, Рыжов В.А., ОАО «Коломенский завод» Calculation of medium-speed engine swirl ratio by using the modeling of intake Onishchenko D.O., Pankratov S.A., Lozhkin N.S., Bauman MSTU, Russia, Rizhov V.A., PJSC «Kolomensky Zavod»	
Верификация математической модели рабочего процесса дизельного двигателя ДМ-21 с целью определения нестационарных локальных термических граничных условий	66
Буданов Р.Е., Голосов А.С., Зотов А.А., Ложкин Н.С., Онищенко Д.О., Панкратов С.А., МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия The verification of the mathematical engine working process model for DM-21 diesel in order to determine unsteady local thermal boundary conditions Budanov R.E., Golosoov A.S., Lozhkin N.S., Onishchenko D.O., Pankratov S.A., Zotov A.A. Bauman MSTU, Russia	

Использование моделей двигателя для разработки алгоритмов управления	68
<p>Козлов А.В., Теренченко А.С., ФГУП НАМИ, Россия, Гришин А.Ю., Скрипник А.А., ООО «АВЛ», Россия Application of engine models for development of control algorithms Kozlov A.V., Terenchenko A.S., FSUE NAMI, Russia, Grishin A.Yu., Skripnik A.A., ООО «АВЛ», Россия</p>	
Конвертация быстроходного дизеля для работы по газодизельному циклу с минимизированной запальной порцией дизельного топлива	70
<p>Вакуленко А.В., Синявский В.В., Хачиян А.С., Шатров М.Г., Шишлов И.Г., МАДИ, Россия Diesel Engine Conversion for Operation by Gas-Diesel Cycle with Minimized Ignition Portion of Diesel Fuel Khatchiyani A.S., Shatrov M.G., Shishlov I.G., Sinyavski V.V., Vakulenko A.V., MADI, Russia</p>	
СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДВИГАТЕЛЕЙ	
Разработка маслоотделителя системы вентиляции картера современного дизельного двигателя	72
<p>Андриянов С.М., Фардеев Л.И., Хафизов Р.Х., ПАО «КАМАЗ», Россия The development of the oil separator of the crankcase ventilation system of a modern diesel engine Andrianov S. M., Fardeev L. I., Hafizov R. X., STC of PTC «KAMAZ», Russia</p>	
Выполнение требований Евро-6 для транспортных двигателей	74
<p>Каминский В.Н., Каминский Р.В., Лоик А.В., Титченко А.Ю., АО «НПО «Турботехника», Россия, Надарейшвили Г.Г., ФГУП «НАМИ», Россия Meeting Euro 6 requirements diesel engines for vehicles Kaminsky V.N., Kaminsky R.V., Loik A.V., Titchenko A.Y., JSC «NPO «Turbotekhnika», Russia, Nadareishvili G.G., Institute «NAMI», Russia</p>	
О влиянии протяженности зоны горения на эмиссию несгоревших углеводородов	76
<p>Галиев И.Р., Дерячев А.Д., Дурманова Н.А., Ивашин П.В., Шайкин А.П., ТГУ, Россия About influence length combustion zone on emissions unburned hydrocarbons Deryachev A.D., Durmanova N.A., Galiev I.R., Ivashin P.V., Shajkin A.P., Togliatti State University, Russia</p>	
ТЕПЛООБМЕН В ДВИГАТЕЛЯХ	
Расчетное и экспериментальное исследование теплообмена в головке цилиндра дизельного двигателя с учетом кипения	78
<p>Абызов О.В., Галышев Ю.В., Сидоров А.А., Шабанов А.Ю., СПбПУ Петра Великого, Россия Numerical and experimental study of heat transfer in the cylinder head of a diesel engine considering boiling Abyzov O.V., Galyshev Yu.V., Shabanov A.Yu., Sidorov A.A., SPbPU of Peter the Great, Russia</p>	
Комплексная методика расчета условий теплового и силового нагружения головки цилиндра поршневого ДВС	80
<p>Абызов О.В., Галышев Ю.В., Зайцев А.Б., Шабанов А.Ю., СПбПУ Петра Великого, Россия Complex methods of calculation of conditions of thermal and force loading of the cylinder heads of reciprocating internal combustion engines Abyzov O.V., Galyshev Yu.V., Shabanov A.Yu., Zaitsev A.B., SPbPU of Peter the Great, Russia</p>	

Решение актуальных задач локального теплообмена в авиационных поршневых двигателях	82
Зеленцов А.А., МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия Solution of Actual Problems of Local Heat Transfer in Aircraft Piston Engines Zelentsov A.A., Bauman MSTU, Russia	
Локальный теплообмен в поршневых двигателях – развитие научного направления в МГТУ им. Н.Э. Баумана	84
Кавтарадзе Р.З., МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия Local heat transfer problems in theory of piston engines – development of scientific directions in the Bauman MSTU Kavtaradze R.Z., Bauman MSTU, Russia	
Оценка теплового состояния головки цилиндра двигателя воздушного охлаждения при его форсировании	86
Васильев А.В., Ларцев А.М., Федянов Е.А., ВолгГТУ, Россия Estimation of the cylinder head thermal state of the air cooling engine when it is crossing Lartsev A.M., Fedyanov E.A., Vasilyev A.V., Volgograd state technical University, Russia	
ТЕХНОЛОГИИ СНИЖЕНИЯ ВРЕДНЫХ ВЫБРОСОВ ДИЗЕЛЕЙ	
Стандарт IMO Tier-III NECA. Доступные и достаточные технологии. Риски и затраты судовладельцев	88
Новиков Л.А., журнал «Двигателестроение», Россия Смирнов А.В., ВИ(ИТ), Россия Standard IMO Tier-III NECA. Available and sufficient technologies. Risks and expenses for ship-owners Novikov L.A., magazine «DVGATELESTROYENIYE» (Engines construction), Russia, Smirnov A.V., MI(ET), Russia	
ТОПЛИВНАЯ АППАРАТУРА	
Методика сквозного проектирования ТПА по требованиям, предъявляемым к дизелю	90
Барченко Ф.Б., Грехов Л.В., Денисов А.А., Кулешов А.С., Маластовский Н.С., Старков Е.Е., МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия End-to-End Design Method for Fuel Injection Equipment Barchenko F.B., Denisov A.A., Grekhov L.V., Kuleshov A.S., Malastovsky N.S., Starkov E.E., Bauman MSTU, Russia	
Концепция и разработка перспективной топливоподающей аппаратуры аккумуляторного типа для среднеоборотных дизелей	92
Барченко Ф.Б., Денисов А.А., Грехов Л.В., Кулешов А.С., Маластовский Н.С., Старков Е.Е., МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия Perspective Common Rail Fuel Supply Equipment for Medium-speed Diesel Engines. Concept and Design Barchenko F.B., Denisov A.A., Grekhov L.V., Kuleshov A.S., Malastovsky N.S., Starkov E.E., Bauman MSTU, Russia	
Разработка, создание и исследование топливных систем с саморегулированием давлений процесса впрыскивания топлива	94
Каракаев А.К., ПГУ им. С. Торайгырова, Казахстан Design, development and study of fuel systems with the regulation of the pressure of injection of fuel Karakayev A. K., S. Toraygyrov PSU, Kazakhstan	
Нагруженность дизельного топливного насоса высокого давления при скоростном форсировании	96
Липилин В.И., Салыкин Е.А., Скоробогатов А.А., Славутский В.М., ТМД ВолгГТУ, Россия Loading of the diesel injection pump at speed forcing Lipilin V.I., Salykin E.A., Skorobogatov A.A., Slavutskij V.M., VSTU, Russia	

К вопросу о надежности электрогидравлических форсунок	100
Соколов О.Н., Хрящев Ю.Е., ЯГТУ, Россия	
To the question about the reliability of electro-hydraulic injectors	
Khryashchov Yu.Ye., Sokolov O.N., Yaroslavl state technical University, Russia	

Перспективные направления развития аккумуляторных топливных систем дизелей	100
Голубков Л.Н., Дунин А.Ю., Душкин П.В., Мальчук В.И., Шатров М.Г., МАДИ, Россия	
Perspective directions of development of diesel engine accumulator fuel systems	
Dunin A.U., Dushkin P.V., Golubkov L.N., Malchuk V.I., Shatrov M.G., MADI, Russia	

УПРАВЛЕНИЕ ДВИГАТЕЛЯМИ

Метод повышения топливной экономичности тепловозного дизеля в условиях эксплуатации	102
Барченко Ф.Б., Епишин А.Ю., Лобода С.С., Марков В.А. МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия	
Method of Improving the Fuel Efficiency of a Locomotive Diesel in Operation	
Barchenko F.B., Epishin A.Y., Loboda S.S., Markov V.A., Bauman MSTU, Russia	

Оценка токсичности отработавших газов дизеля в переходных процессах	104
Барченко Ф.Б., Марков В.А., Рязанов К.П., Харитонов И.П., МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия	
Evaluation of toxicity of exhaust gases of a diesel engine in transients process	
Barchenko F.B., Kharitonov I.P., Markov V.A., Riazanov K.P., Bauman MSTU, Russia	

Разработка аккумуляторной системы топливоподачи	106
Тихомиров М.В., ООО «Электронная автоматика», Россия, Хрящев Ю.Е., ФГБОУ ВО «ЯГТУ», Россия	
The development of Common Rail fuel supply system	
Tikhomirov M.V., Electronic automatics ltd., Russia, Khryashchov Yu.Ye., YSTU, Russia	

Управление коробкой передач большегрузных автомобилей	108
Дойников К.В., Хрящев Ю.Е., ЯГТУ, Россия	
Control of transmission of heavy trucks	
Doynikov K.V., Khryashchov Yu.Ye., YSTU, Russia	

ФИЗИКО-ХИМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ В СИСТЕМАХ ВЫПУСКА ДВИГАТЕЛЕЙ

Моделирование испарения и термического распада мочевины в системах обработки выпускных газов ДВС	110
Блинов А.С., Маластовский Н.С., Марков В.А., Мягков Л.Л., МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия	
Simulation of urea evaporation and decomposition in the diesel exhaust system	
Blinov A.S., Malastowski N.S., Markov V.A., Myagkov L.L., Bauman MSTU, Russia	

Алфавитный указатель	112
-----------------------------	------------

Оценка перспектив использования турбокомпаундных ДВС в авиации

Барышников С.И., Костюченков А.Н., Зеленцов А.А.
ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова», Россия

ВВЕДЕНИЕ

В связи с все более возрастающей значимостью малой авиации использующей поршневые двигатели в составе силовых установок возникает необходимость внедрения новых конструктивных и технологических решений с целью повышения характеристик летательных аппаратов. Использование турбокомпаундных двигателей позволит без значительных затрат повысить основные целевые характеристики авиационного поршневого двигателя.

ТЕЗИСЫ

Удельная масса и экономичность являются основными целевыми характеристиками при разработке АПД. Вместе с тем, иные показатели, в том числе стоимость и сложность отходят на второй план. Компаундные двигатели позволяют улучшить оба целевых показателя, не внося существенных недостатков.

Исторически турбокомпаундные двигатели были вершиной развития поршневой авиации. Наиболее продвинутые двигатели СССР и США, такие, как ВД4К и Wright R-3350 выполнялись именно по этой схеме.

Главной трудностью на пути использования компаундной схемы является создание сопротивления на выпуске. Это приводит к нарушению газообмена и наполнения, что, в свою очередь приводит к падению КПД поршневой части.

Основной задачей при создании компаундного двигателя становится объединение поршневой части и силовой турбины с целью достижения максимально возможных показателей КПД.

Результаты предварительных расчетов демонстрируют прирост эффективности вплоть до 15% и мощности до 25% при различных режимах работы.

Использование данной системы возможно как в дизельных двигателях, так и в бензиновых. Основными достоинствами дизеля является возможность значительного форсирования за счет установки агрегатов наддува, большой расход воздуха на единицу мощности. Для бензинового достоинствами являются высокие температуры, высокие частоты вращения.

Дальнейшее развитие этой тематики может включать в себя использование цикла Миллера, разделенного выпуска, и концепцию адиабатного двигателя.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

По результатам исследования компаундных двигателей можно сделать вывод о целесообразности их применения в силовых установках летательных аппаратов.

КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Барышников С.И., stanislavish@ya.ru, 8-916-929-79-28

Estimated Perspectives of Turbocompound ICE in Aviation

Barishnikov S.I., Kostyuchenkov A.N., Zelentsov A.A.
CIAM, Russia

Особенности взаимодействия импульсов с турбиной

Гришин Ю.А.

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия

При одномерном численном моделировании (1D CFD) нестационарного течения в выпускной системе поршневых двигателей с турбонаддувом важное значение придается адекватному заданию граничных условий у турбины. Наибольшее распространение при этом получил способ, когда для расчета отражения выпускных импульсов от турбины используются характеристики турбины, полученные в стационарных условиях. При этом граничные соотношения реализуются в одном сосредоточенном сечении входа в турбину. Такой способ не может дать удовлетворительных результатов расчета для импульсных систем с турбинами, имеющими сопловую патрубков в виде улитки с протяженным сопловым срезом длиной, равной длине окружности на среднем диаметре входа в рабочее колесо, поскольку длина этой окружности может иметь размеры, сравнимые с протяженностью самого выпускного коллектора.

В этом случае необходимо рассматривать распределение взаимодействия импульсов с рабочим колесом на протяжении окружности среднего диаметра. Опыт расчетов показал, что вместо сложного постепенного распределения взаимодействия по длине можно использовать модель, когда вход в рабочее колесо условно сосредоточен в двух сечениях – начале среза соплового аппарата и его конце, при этом начало среза представляется в виде тройникового разветвления [1,2].

Численный расчет нестационарного течения до первого и второго сечений выполняется как продолжение 1D расчета выпускного коллектора, но с учетом конфузурности и потерь в сопловом аппарате. Расчет течения в сравнительно коротких каналах рабочего колеса выполняется в квазистационарной постановке с помощью представления о распаде произвольного разрыва.

Для учета отрывных потерь при больших углах атаки на входе в рабочее колесо разработана специальная методика [3,4].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Grishin Y. *Unsteady flow pulses interaction with a turbine*. Ship & Offshore. – CIMAC Congress Helsinki. – June 6-10, 2016. – P.68.
- [2] Grishin Y. *Unsteady flow pulses interaction with a turbine*. CIMAC Congress Helsinki. – June 6-10, 2016 / 308. – P.1 – 11.
- [3] Гришин Ю.А. *Расчет отрывных потерь в решетках осевых турбин*. Сб.науч.тр. по материалам МК «Двигатель-2007», посвященной 100-летию школы двигателестроения МГТУ им. Н.Э. Баумана // Под ред. Н.А. Иващенко, В.Н. Костюкова, А.П. Науменко, Л.В. Грехова – М.: МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2007. – С.442-446.
- [4]. Гришин Ю.А. *Определение отрывных потерь в рабочих колесах радиально-осевых турбин*. Сб.науч.тр. по материалам МК «Двигатель-2007», посвященной 100-летию школы двигателестроения МГТУ им. Н.Э. Баумана // Под ред. Н.А. Иващенко, В.Н. Костюкова, А.П. Науменко, Л.В. Грехова – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. – С.446-450.

КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Гришин Ю.А. grishin@power.bmstu.ru, grishin.bmstu@mail.ru

Features pulses interaction with a turbine

Grishin Yuri

Bauman MSTU, Russia

Многокритериальная оптимизация газообмена одноцилиндрового дизеля с помощью промежуточной нейросетевой модели

Зенкин В.А.

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия

ВВЕДЕНИЕ

Оптимизация показателей двигателей на этапе их проектирования и доводки является в настоящее время необходимым этапом обеспечения их конкурентоспособности. Данная задача является весьма сложной в силу наличия большого числа факторов и, с другой стороны, большого числа целевых функций, часто конфликтующих друг с другом. Существующие методы однокритериальной оптимизации позволяют успешно решать эту задачу для частных случаев, т.е. находят оптимальное сочетание факторов для конкретного двигателя в жестко заданных условиях, сформулированных в понятиях ограничений и весовых коэффициентов компонент обобщенного параметра оптимизации. Однако такой подход дает весьма мало информации в отношении имеющейся взаимосвязи критериев.

По этой причине в настоящее время находят все большее применение многокритериальные методы оптимизации, позволяющие найти сразу множество оптимальных (в смысле Парето) решений. Наличие такого множества упрощает для технического специалиста выбор рационального решения задачи и в большей степени характеризует изучаемую систему.

В силу существенной широты задачи методы многокритериальной оптимизации весьма ресурсоемки в отношении количества вызовов целевой функции, что затрудняет их применение совместно с физическими или ресурсоемкими математическими моделями. Однако данная проблема может быть решена с помощью создания промежуточной модели типа «черный ящик». Данная методика предполагает разделение задачи на два этапа. На первом этапе осуществляется идентификация промежуточной модели на основании экспериментальных данных, наблюдений или результатов численного моделирования. На втором этапе с помощью этой модели формулируется и решается задача многокритериальной оптимизации. Благодаря высокой производительности промежуточной модели для этого могут применяться эффективные популяционные методы, специально предназначенные для нахождения множества Парето.

Разбиение оптимизации на две независимые друг от друга подзадачи упрощает ее осуществление и тем самым позволяет формулировать общую задачу весьма сложно, приближая ее тем самым к практике. Например, для двигателей внутреннего сгорания становится возможно рассматривать его работу комплексно в диапазоне режимов, что важно с точки зрения удовлетворения экологическим нормам и оценки эксплуатационного расхода топлива.

ОПТИМИЗАЦИЯ ГАЗООБМЕНА ДВИГАТЕЛЯ ТМЗ-450К

Для апробации описанной методики в данной работе была выполнена оптимизация газообмена одноцилиндрового дизеля ТМЗ-450К (1Ч8,5/8). В качестве варьируемых параметров рассматривались углы газораспределительного механизма, длины и диаметры впускного и выпускного патрубков, а так же максимальные эффективные проходные сечения клапанов. Так как данный дизель имеет универсальное назначение, его работа рассматривалась в диапазоне частот вращения от 2500 до 3600 об/мин. Рабочий процесс оценивался по величинам коэффициента наполнения и работы насосных ходов.

В качестве промежуточной модели использовалась нейронная сеть архитектуры «многослойный перцептрон» с одним скрытым слоем. Количество нейронов подбиралось с целью ми-

нимизации ошибок обучения. Обучение нейросети осуществлялось на выборке из 437 точек, полученной с помощью моделирования данного двигателя в ПК OneDimFlow, разрабатываемом на кафедре «Поршневые двигатели» МГТУ им. Н.Э. Баумана. Обучение нейронной сети и последующая оптимизация генетическим алгоритмом NSGA-2 выполнялось в свободной программной среде R.

На втором этапе работы была сформулирована задача оптимизации. В качестве факторов были выбраны десять указанных выше величин. Рассматривались две целевые функции:

- η_{av_med} : среднее арифметическое между коэффициентами наполнения на режимах максимальной мощности ($n=3600$ об/мин) и максимального крутящего момента ($n=2500$ об/мин);
- g_med : средний арифметический показатель экономичности (условная величина размерности г/кВт·час, выражаемая из работы насосных ходов) по 10 точкам в диапазоне от 2500 об/мин до 3600 об/мин.

Как показали результаты оптимизации, наилучшие показатели могут быть достигнуты путем увеличения эффективного проходного сечения клапанов. В силу банальности данного вывода эффективные проходные сечения были исключены из задачи оптимизации. Полученный после этого фронт Парето для двухкритериальной оптимизации приведен на рисунке 1.

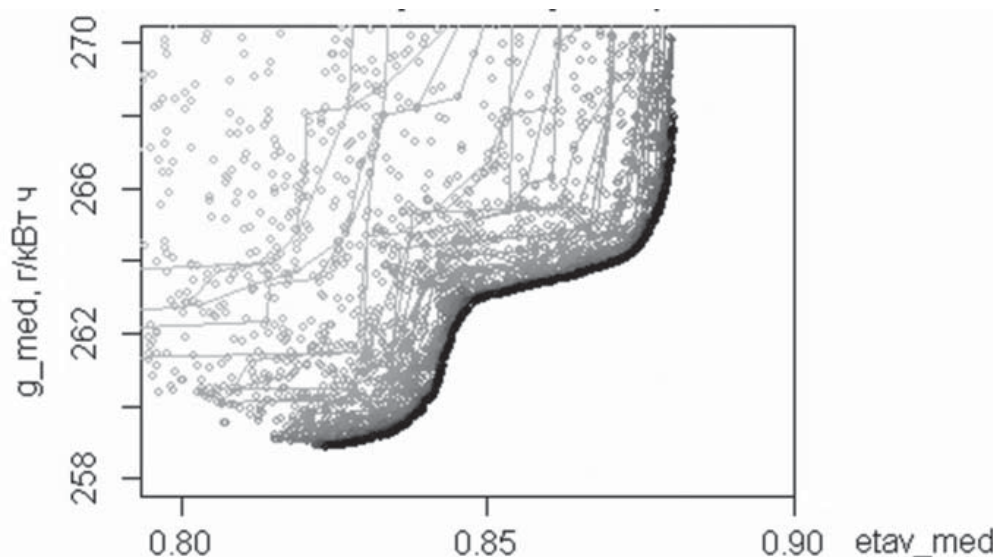


Рисунок 1 – Формирование фронта Парето для двухкритериальной оптимизации

В зависимости от выбора точки на фронте Парето по сравнению с исходной конфигурацией системы газообмена может быть на 3-4 % увеличен коэффициент наполнения по рабочей части внешней скоростной характеристики либо снижена работа насосных ходов на величину порядка 5 Дж (что для номинального режима составляет 150 Вт).

КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Зенкин В.А.: vl.zenkin@gmail.com

Multi-objective optimization of single-cylinder diesel engine gas exchange via the intermediate neural network model

Zenkin V.A.
Bauman MSTU, Russia

Моделирование турбулентного течения через клапанные каналы поршневого двигателя

Онищенко Д.О., Буданов Р.Е., Руман С.Ю.
МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия

Неотъемлемой частью современного двигателестроения является разработка новых силовых установок, а также доработка уже существующих. На сегодняшний день для этого повсеместно используются программные комплексы, позволяющие решать те или иные задачи моделирования. Однако для получения желаемых результатов, математическая модель двигателя должна быть верифицирована, иначе говоря, доработана в соответствии с величинами, полученными экспериментальным путем. Так, для моделирования рабочего процесса двигателя, необходимо знать количество воздуха, попавшего в камеру сгорания за такт впуска. Учитывая, что впускные каналы головки блока цилиндров, как правило, имеют сложную форму, не поддающуюся описанию в одномерной постановке, необходимо прибегнуть к выше упомянутым программным комплексам.

В данной работе было проведено моделирование турбулентного течения воздуха через клапанные каналы бензинового двигателя ВАЗ 21126. Рассматриваемый двигатель имеет 4 клапана: 2 впускных и 2 выпускных. Течение воздуха рассматривалось в пространственной стационарной постановке, что подразумевает решение системы уравнений Навье-Стокса. Для этого была использована программа ANSYS Fluent, решатель которой основан на методе контрольных объемов. Геометрия проточной части каналов и камеры сгорания была получена на основе имеющейся модели головки блока цилиндров (рисунок 1).



Рисунок 1 – Геометрия каналов и камеры сгорания

Для верификации полученной математической модели была осуществлена продувка головки на стенде SuperFlow SF-1020 в лаборатории НОЦ «Поршневое двигателестроение и спецтехника» (рисунок 2).



Рисунок 2 – Продувочный стенд

По результатам работы делаются следующие выводы:

- Получена математическая модель течения воздуха в клапанных каналах бензинового двигателя;
- Проведена верификация модели с помощью продувки головки на стенде. Показана хорошая согласованность математической модели с экспериментом;
- Получены значения коэффициента расхода в зависимости от хода клапана, что в дальнейшем будет использовано для создания верифицированной модели рабочего процесса двигателя ВАЗ 21126.

КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Онищенко Д.О.: doctor@baumanracing.ru

Буданов Р.Е.: budz@yandex.ru

Simulation of turbulent flow through the valve ports of the piston engine

Onishchenko D.O., Budanov R.E., Ruman S.Y.
Bauman MSTU, Russia

Математическое моделирование пневматического пуска многоцилиндрового двигателя

Гришин Ю.А., Маластовский Н.С., Семенчукова В.С.

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия

Пусковые системы являются неотъемлемой частью силовых установок с поршневыми и комбинированными двигателями внутреннего сгорания. В тепловозных и танковых двигателях в качестве основной и дублирующей системы пуска применяется пневматическая. [1] Преимущество таких систем заключается в простоте конструкции, пожаробезопасности, надежности, а также работоспособности при низких температурах[2].

Пневматическая система пуска включает в себя компрессор, пусковые баллоны, понижающий редуктор, воздухораспределитель и пусковые клапаны, подающие сжатый воздух в цилиндры двигателя. Пусковые баллоны емкостью 10-20 л заряжаются от компрессора во время работы двигателя. Исходное давление воздуха обычно не превышает 5-8 МПа, хотя для некоторых моделей с высокими пусковыми требованиями достигает 10-15 МПа [1]

Ввиду неидентичности внутрицилиндровых процессов, а также неравномерности частоты вращения при разгоне коленчатого вала в ходе пуска, важной задачей является совместное моделирование рабочего процесса и динамики двигателя, исследование способов регулирования и времени выхода на режим.

Целью данной работы является разработка математической модели пневматического пуска многоцилиндрового двигателя, создание алгоритма и последующая его реализация в среде Microsoft Visual Studio C++, расчет и анализ параметров, влияющих на динамику пуска двигателя.

Математическая модель представляет собой замкнутую систему, включающую в себя уравнение сохранения энергии, уравнение расхода и уравнение состояния, дополненные уравнением динамики двигателя и уравнением связи угловой скорости с углом поворота коленчатого вала[3].

Схема расчета, реализованного на базе численного метода Эйлера, представляет собой внешний и внутренний цикл. Во внутреннем решаются уравнения термодинамики, во внешнем рассчитывается динамика разгона двигателя.

В качестве объекта исследования используется двигатель типа 12ЧН26,5/31. Давление в ресивере воздушной пусковой системы составляет 2,5 МПа. Моменты инерции моторных масс двигателя определены на основе твердотельных моделей кривошипно-шатунного механизма, момент инерции генератора с маховиком составляет 600 кг·м². Таким образом суммарный момент инерции для всего двигателя составляет 900 кг·м².

Тестирование и отладка рабочей программы производились на одноцилиндровом двигателе [3]. В ходе расчета процессов пуска сжатым воздухом были получены качественные графики, иллюстрирующие динамику разгона, а также изменение термодинамических параметров в цилиндре двигателя. Можно выделить три характерных участка работы двигателя: период работы системы пуска, газообмен, сжатие. При более подробном изучении процесс наполнения воздухом из пневмосистемы можно разделить на несколько характерных участков. В начальный момент значительный перепад давления определяет критический режим истечения из пускового клапана, который в дальнейшем переходит в докритический при незначительном изменении положения поршня. Далее поршень начинает ускоряться, создавая разрежение, увеличивающее перепад давлений, следовательно, и расход воздуха через пусковой клапан.

Для моделирования многоцилиндрового двигателя алгоритм был дополнен условием чередования вспышек. В результате расчета были получены характерные графики для

частоты вращения коленчатого вала, суммарного крутящего момента, а также давления в цилиндрах.

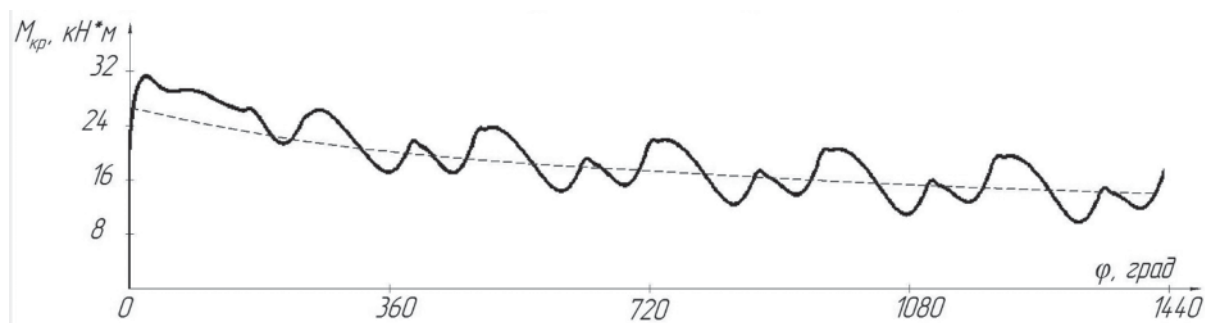


Рисунок 1 – Зависимость суммарного крутящего момента от угла поворота КВ

Созданная программа и выполненное с ее помощью моделирование пневматического пуска многоцилиндрового двигателя сжатым воздухом позволили получить следующие результаты: определено время разгона исследуемого двигателя до пусковой частоты; получены зависимости изменения частоты вращения двигателя, термодинамических параметров в цилиндре двигателя от времени; оценено влияние основных параметров пневматической системы на разгон двигателя; в процессе пуска выделены этапы наполнения, газообмена и сжатия, которые определяют характерные значения создаваемого крутящего момента.

По представленным результатам могут быть сделаны следующие выводы: разработанная программа позволяет анализировать динамику разгона двигателей, запускаемых системой пневматического пуска с непосредственной подачей воздуха в цилиндр до стартовой частоты вращения и принимать обоснованные решения и конструктивные рекомендации при ее проектировании; параметры пневматической системы оказывают воздействие на разгон двигателя только в период наполнения цилиндра воздухом из баллона, в дальнейшем избыточная масса свежего заряда продувается в период газообмена и не влияет на создаваемый на линии сжатия крутящий момент, препятствующий прокручиванию коленчатого вала.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Давтян Р.И., Зенкин В.А., Иващенко Н.А. *Системы пуска и реверсирования двигателей* // Двигатели внутреннего сгорания. Т. IV-14 / Л. В. Грехов, Н. А. Иващенко, В. А. Марков и др.; Под общ. ред. А. А. Александрова и Н. А. Иващенко. — М.: Машиностроение, 2013. — С. 461–479. — (Машиностроение. Энциклопедия. Ред совет: К. В. Фролов (пред.) и др.)
- [2] Москалев И.В. *Пуск дизельного двигателя с помощью вихревого турбостартера*: Дис. ...канд. техн. наук. – М., 2013. – 129 с
- [3] Гришин Ю.А., Маластовский Н.С., Семенчукова В.С. *Моделирование пневматического пуска двигателя*. Известия Вузов. №9. – С 18-25.

КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Семенчукова В.С. vsemen2008@mail.ru

Mathematic modeling of a multicylinder piston engine pneumatic start

Grishin Y.A., Malastowski N.S., Semenchukova V.S.
Bauman MSTU, Russia

Особенности оценки граничных величин диагностических признаков

Костюков В.Н., Науменко А.П.
НПЦ «Динамика», Россия

ВВЕДЕНИЕ

Актуальной задачей технической диагностики является разделение возможных технических состояний (диагнозов) по параметрам диагностических сигналов, позволяющее однозначно, надежно и достоверно определить состояние объекта и причины его изменения [1, 2].

ОСНОВНЫЕ ПОДХОДЫ МЕТОДОВ ПРИНЯТИЯ РЕШЕНИЙ

Классический подход определения граничных значений диагностических признаков (ДП), разделяющих состояния объекта основывается на том, что исправное состояние характеризует ДП, величина которого при исправном состоянии меньше, чем при неисправном. *Неклассический случай* распределения величин ДП сводится к тому, что ухудшение состояния характеризуется уменьшением величины диагностического признака.

Области исправного (D_1) (состояние «Допустимо» или «Требует принятия мер» – ТПМ) и неисправного (D_2) состояний (состояние «Недопустимо» – НДП) [3, 4], пересекаются и поэтому принципиально невозможно выбрать значение ДП x_0 , при котором не было бы ошибочных решений. Задача состоит в том, чтобы выбор величины x_0 был в некотором смысле оптимальным, например, давал бы наименьшее число ошибочных решений или минимальную вероятность пропуска дефекта при заданной вероятности ложной тревоги.

ОСНОВНЫЕ ПОДХОДЫ МЕТОДОВ ПРИНЯТИЯ РЕШЕНИЙ

Вероятность ложной тревоги при *классическом* подходе, т.е. когда $x > x_0$, а узел является исправным, равна вероятности произведения двух событий: наличие исправного состояния и величины ДП $x > x_0$, а для *неклассического* случая наличия исправного состояния и значения $x < x_0$, где x – текущее (измеренное) значение признака. Вероятность принятия ошибочного решения складывается из вероятностей ложной тревоги и пропуска дефекта. Если приписать «цены» этим ошибкам и принять, что цены правильных решений равны нулю, то получим выражение для среднего риска R (ожидаемая величина потери) [1, 3] для *классического* (R') и *неклассического* (R'') случаев соответственно:

$$R' = C_{21}P_1 \int_{x_0}^{\infty} f(x/D_1)dx + C_{12}P_2 \int_{-\infty}^{x_0} f(x/D_2)dx, \quad R'' = C_{21}P \int_{-\infty}^{x_0} f(x/D_1)dx + C_{12}P_2 \int_{x_0}^{\infty} f(x/D_2)dx,$$

где C_{21} – цена ложной тревоги; C_{12} – цена пропуска дефекта, обычно $C_{12} \gg C_{21}$, $f(x/D_1)$ и $f(x/D_2)$ – соответственно плотности вероятностей для исправного и неисправного состояний; $P_1 = P(D_1)$ и $P_2 = P(D_2)$ – априорные вероятности соответственно диагнозов D_1 и D_2 , которые считаются известными на основании предварительных статистических данных [1, 3].

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

По экспериментальным выборочным значениям произведена обработка данных и определены теоретические функции распределения и плотности вероятностей параметров характеристических функций мгновенных значений виброакустических сигналов, полученных с таких узлов поршневого компрессора, клапаны, цилиндр, кривошипно-ползунный механизм, коренные подшипники, для различных состояний узлов и деталей [5,6].

Результаты расчетов (Рис. 1) показывают, что наименьший риск принятия решения для модуля характеристической функции при величине параметра 0,4 мгновенных значений виброакустического

сигнала $\Theta(0,4)$ дает метод Неймана-Пирсона. Однако этот метод имеет самую большую вероятность ложной тревоги и, вместе с тем, самую маленькую вероятность пропуска дефекта. Максимальный риск принятия ошибочного решения и вероятность пропуска дефекта дает метод минимакса.

ВЫВОДЫ И ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Методы принятия статистических решений можно успешно использовать для определения предельных (граничных) величин диагностических признаков не только для «классических», но и для «неклассических» распределений вероятностей величин ДП.
2. Показано, что модуль характеристической функции является информативным диагностическим признаком неисправностей поршневых компрессоров и позволяет оценивать состояние их узлов и деталей.

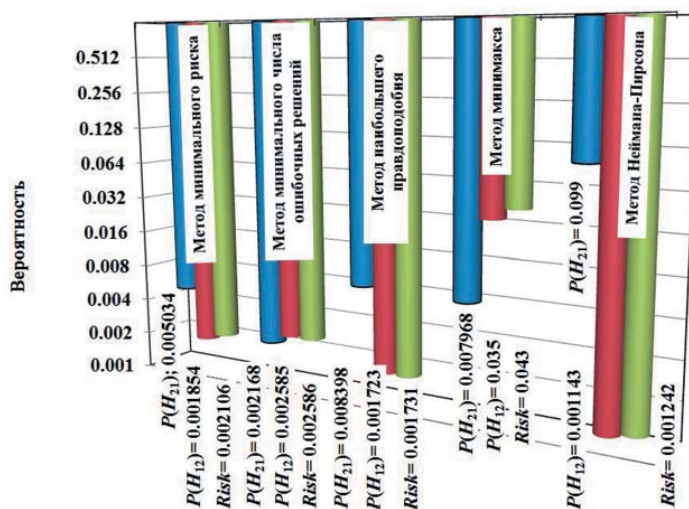


Рисунок 1 – Вероятности ложной тревоги $P(H_{21})$, пропуска дефекта $P(H_{12})$ и риски принятия решений для величины модуля характеристической функции $\Theta(0,4)$

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Науменко А.П. *Научно-методические основы вибродиагностического мониторинга поршневых машин в реальном времени*: дисс. ... д-ра техн. наук. Омск: ОмГТУ, 2012. – 423 с
- [2] Костюков В.Н., Науменко А.П. *Вибродиагностика поршневых компрессоров* // Компрессорная техника и пневматика. 2002. № 3. С.30.
- [3] Биргер И.А. *Техническая диагностика*. – М.: Машиностроение, 1978. – 240 с.
- [4] Костюков В.Н., Науменко А.П. *Нормативно-методическое обеспечение диагностики и мониторинга поршневых компрессоров* / Безопасность труда в промышленности. 2013. №5. С. 66-70.
- [5] *Способ вибродиагностики механизмов по характеристической функции вибрации*: пат. 2514119 Рос. Федерация. № 2012100600; заявл. 10.01.12; опубл. 27.04.14; Бюл. № 12
- [6] *Способ вибродиагностики механизмов по характеристической функции вибрации*: пат. 2517772; заявл. 15.10.12; опубл. 27.05.14; Бюл. № 15

КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Костюков В.Н.: post@ynamics.ru

Features Evaluation of Diagnostic Signs

Kostyukov V.N., Naumenko A.P.
Dynamics, SPC, Russia

Диагностика технического состояния подшипников качения в эксплуатации

Костюков В.Н., Тарасов Е.В.

НПЦ «Динамика», Россия

При эксплуатации машинного оборудования на непрерывных технологических производствах одним из ключевых вопросов является своевременное обнаружение и безаварийный вывод из эксплуатации агрегатов с большой степенью деградации деталей и узлов до их разрушения и заклинивания [1]. Подшипники качения являются как ключевым узлом обеспечивающим работу динамического оборудования, так самым уязвимым узлом, на работоспособность которого оказывают влияние различные эксплуатационные факторы. Оснащение парка динамического оборудования системами мониторинга параметров вибрации в процессе эксплуатации позволяет обеспечить контроль за изменением вибрации работающего агрегата, контролировать процессы зарождения и развития неисправностей оборудования, в том числе и подшипников качения. Оснащение парка динамического оборудования системами мониторинга параметров вибрации позволило сделать видимым процесс деградации подшипников качения в режиме реального времени [2]. По мере работы агрегата с подшипниками качения происходит износ, старение, деградация его деталей и узлов, увеличение зазоров, ослабление креплений, и в результате вибрация растет. Проведенное нормирование вибрации [3] работающего оборудования позволило установить границы зон технического состояния: «Хорошо» – соответствует исправному состоянию; «Допустимо» – соответствует работоспособному состоянию при малой вероятности его отказа; «Требуется принятия мер» (ТПМ) – соответствует постепенной утрате работоспособности, наличию развивающихся неисправностей и росте вероятности отказа; «Недопустимо» (НДП) – соответствует наличию развитых дефектов или высокой скорости их развития, достижении предельного состояния с высокой вероятностью отказа. Системы мониторинга обеспечивают своевременное предупреждение персонала о необходимости принятия мер по проведению технического обслуживания и планированию ремонтных работ по динамическому оборудованию с техническим состоянием «Требуется принятия мер» и выводу из эксплуатации с техническим состоянием «Недопустимо» [3]. Классическая теория износа деталей при жизненном цикле изделия состоит из этапов приработка, старение, разрушение [4]. Длительная эксплуатация большого парка агрегатов под контролем стационарных систем мониторинга и автоматической диагностики показала, что на ряде агрегатов процесс деградации подшипников качения, особенно период разрушения, отличается от классической теории износа. При работе агрегата наблюдаются периоды критически быстрого износа деталей подшипника, приводящего к появлению выбросов параметров вибрации, после которого процесс деградации опять возвращается к равномерному износу и отказа не происходит [5]. Данное явление может проявляться неоднократно. Узлы и детали в динамическом оборудовании работают в условиях циклического изменения приложенных к ним нагрузок, что в свою очередь приводит к циклическому изменению их напряженно-деформированного состояния [6]. Процесс развития трещины в материале, выход ее на поверхность детали, отслаивание частиц с поверхности трения качения в металле происходит стадийно [7]. По мере работы происходит накопление дислокаций в материале, их рост, объединение, что приводит к зарождению, последующему развитию и росту трещин с дальнейшим их выходом на поверхность деталей в местах контакта с отслаиванием и выкрашиванием металла [8]. Выход трещины на поверхность детали приводит к скачкообразному росту вибрации, а после приработки и закатки краев образовавшейся трещины, происходит снижение уровня вибрации. При этом на появление выбросов вибрации на работающем оборудовании технологический персонал, отвечающий за его эксплуатацию, зачастую не обращает внимание до тех пор, пока амплитуда

выброса не превышает установленные пороги «Требуется принятия мер», либо «Недопустимо». В связи с этим возникает задача обнаружения процессов усталостной деградации деталей подшипника качения и узлов приводного двигателя на стадии зарождения и последующего развития дефектов, контроль технического состояния по изменению вибрации и своевременное предупреждение персонала о наличии проблем в работающем оборудовании. В связи с этим разработана методика [9] которая позволяет своевременно и последовательно отслеживать деградацию подшипника качения в процессе его работы, выделять выбросы вибрации, визуализировать стадии деградации, отслеживать рост дефектов и степень их опасности на протяжении всего периода эксплуатации. В отличие от действующего в настоящий момент подхода к контролю вибрации работающего агрегата, применение разработанной методики обеспечивает информирование персонала, пока степень деградации деталей не достигла критического уровня и можно выполнить планирование и провести своевременный ремонт, исключив создание аварийной ситуации.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Костюков В.Н. Мониторинг безопасности производства / В.Н. Костюков – М.: Машиностроение, 2002. – 224 с.
- [2] Костюков В.Н., Науменко А.П. Основы виброакустической диагностики и мониторинга машин/ Под ред. В.Н. Костюкова. 2-е изд., с уточн. – Новосибирск: Издательство СО РАН, 2014. – 378 с.
- [3] ГОСТ 32106-2013. Контроль состояния и диагностика машин. Мониторинг состояния оборудования опасных производств. Вибрация центробежных насосных и компрессорных агрегатов. Введен с 01.11.14. – М.: ФГУП «Стандартинформ», 2014. – 8 с.
- [4] Решетов Д.Н. Детали машин: учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.
- [5] Костюков В.Н., Тарасов Е.В. Мониторинг усталостного разрушения подшипников // Сборник научных трудов по проблемам двигателестроения, посвященный 175-летию МГТУ им. Н.Э. Баумана, под редакцией Н.А. Иващенко, Л.В. Грехова. М. 2005. С 36–39.
- [6] Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин: Справочник. – М.: Машиностроение, 1993. – 640 с.
- [7] Владимиров И.В. Физическая природа разрушения металлов. – М.: Металлургия, 1984. – 280 с.
- [8] Власов В.Т., Дубов А.А. Физическая теория процесса «деформация-разрушение». Ч.1. Физические критерии предельных состояний металла. – М.: ЗАО «Тиссо», 2007. – 517 с.
- [9] Костюков В.Н., Тарасов Е.В., Костюков Ал.В., Бойченко С.Н. Способ диагностики повреждения деталей машин: Пат. 2540195 РФ, Опубл. 10.02.15; Бюл. № 4.

КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Костюков В.Н., Тарасов Е.В.: post@ynamics.ru

Diagnosics of technical condition of the rolling bearing in operation Abstract

Kostyukov V.N., Tarasov E.V.
SPC Dynamics, Russia

Методика исследования и определения причин тяжелых эксплуатационных повреждений ДВС

Хрулев А.Э.

Бюро моторной экспертизы
СМЦ «АБ-Инжиниринг»

Большие усилия и средства, вкладываемые в научные исследования, проектно-конструкторские работы и производство ДВС, нередко не соответствуют сложности проблем, возникающих в эксплуатации. В результате наблюдается определенный разрыв между производителем и эксплуатантом транспортных средств, когда производитель не всегда имеет достоверную информацию о неисправностях, возникающих при эксплуатации его продукции, что препятствует установлению их причин и принятию соответствующих решений, в том числе, по внесению соответствующих изменений в производственный процесс.

С другой стороны, привлечение экспертов-исследователей к расследованию причин неисправностей ДВС в случае спора между эксплуатантом и производителем (или уполномоченным продавцом) также не решает проблемы – далеко не все исследователи, берущиеся за такие исследования, имеют соответствующую подготовку, квалификацию и опыт, в результате чего причины неисправности часто необоснованно объявляются производственными или, наоборот, эксплуатационными. Помимо этого, неправильное определение причин неисправностей, нередко наблюдаемое у персонала транспортного предприятия, которому поручается восстановительный ремонт поврежденного ДВС, связанное с недостаточной квалификацией, значительно увеличивает эксплуатационные затраты.

Опыт исследования причин неисправностей большого числа автомобильных двигателей показывает, что указанные проблемы можно решить при использовании методик, с помощью которых можно было бы определять причины неисправностей с необходимой степенью достоверности. Это особенно важно в случае наиболее значительных разрушений в ДВС, исследование причин которых также трудно, как и их устранение. Такие неисправности возникают, как правило, в результате рассогласования движения вращающихся и/или поступательно движущихся деталей как следствие 3-х наиболее распространенных видов повреждений – разрушения шатуна, деформированного в результате попадания жидкости в цилиндр, клапанов вследствие дефекта сборки и шатунных подшипников при нарушении подачи масла.



1)

2)

3)

*Рис. 1 – Наиболее распространенные виды тяжелых повреждений ДВС в эксплуатации:
1) – разрушение шатуна блока цилиндров после деформации, 2) – разрушение поршня и шатуна в результате нарушения подачи масла к подшипнику, 3) – разрушение поршня после обрыва головки клапана.*

Такие неисправности условно могут быть определены как тяжелые повреждения ДВС, поскольку они нередко сопровождаются разрушениями основных деталей, включая корпусные, и приводят к дальнейшей неремонтопригодности ДВС.

Анализ практики экспертных исследований указанных неисправностей показал, что правильное определение их причин и построение каких-либо методик невозможно без подробного описания и анализа всех их признаков. Помимо этого, при разработке методики определения причин неисправностей учитывалось, что решение прямой задачи, а именно, только по характеру разрушения (излома) отдельных деталей определить причину, по которой они превратились в обломки, является типичной ошибкой экспертов, не позволяющей выявить причину неисправности. Вследствие этого методика строилась на решении обратной задачи – устанавливались все признаки, которые появились на деталях вследствие их начального повреждения еще в то время, когда детали сохраняли работоспособность. Тогда причину неисправности и последующего разрушения можно установить совершенно точно, если знать и обнаружить все такие признаки.

С этой целью все признаки выбранных видов неисправностей были установлены и тщательно проанализированы, в результате чего были выделены главные признаки, по которым можно сразу, без проведения детальных исследований, выбрать рабочую версию причины неисправности, а также подтверждающие признаки, позволяющие закрепить выбранную версию. Помимо указанных, для каждого вида неисправности были получены и уточняющие признаки, с помощью которых можно установить причину начального повреждения деталей ДВС – например, какая жидкость попала в цилиндр, или что вызвало нарушение подачи масла к шатунному подшипнику.

Все полученные данные были сведены в таблицу, которая и составила суть методики. В результате при тестировании методики (таблицы) по реальным случаям разрушений ДВС ее использование свелось к пошаговому алгоритму, упростившему работу по достоверному определению причины неисправности ДВС до нескольких действий – проверки из таблицы нескольких главных признаков для выбора версии и анализа прочих признаков для ее подтверждения и уточнения.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Исследование причин тяжелых повреждений ДВС может быть значительно упрощено при одновременном существенном повышении достоверности результатов, если использовать методику, основанную на анализе признаков, которые образовались на деталях до их разрушения. Методика, созданная на базе указанных принципов для 3-х наиболее распространенных видов неисправностей, позволяет избежать грубых ошибок и обеспечивает хорошую достоверность определения причин неисправности, даже не требуя высокой квалификации исследователя.

КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Alexander E. Khrulev – PhD, Senior researcher, Head of the Bureau of Motor Expertise of Specialized Motor Center «AB-Engineering», a member of the House of court experts, Moscow, Russia,
email: ab@ab-engine.ru

Methods of study and determination of the causes of heavy duty damages of internal combustion engines

A.E. Khrulev
Moscow Specialized motor center «AB-Engineering», Bureau of Motor expertise

Применение критериев многоосного усталостного разрушения к оценке выносливости шатуна

Арпишкин А.Ю., Мягков Л.Л.
МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия

Постоянное повышение уровня форсирования двигателей, а также тенденция к уменьшению массогабаритных показателей приводит к значительному увеличению нагрузок на детали двигателя. Таким образом, проблемы прочностной надежности и долговечности становятся все более актуальными.

Основная цель данной работы состоит в том, чтобы попробовать сравнить усталостные критерии, используемые за рубежом, при многоосном напряженно-деформированном состоянии с принятой при расчетах в России формулой Серенсена [1].

В критерии Кроссланда используется квадратный корень второго инварианта тензора напряжений, который определяется из амплитуды напряжений. Гидростатическое напряжение рассчитывается по максимальным величинам напряжений [2]

$$a_c \cdot (\sqrt{J_2}) + b_c \cdot \sigma_{H,max} \leq \sigma_{-1и}$$

Формулировки критериев Сайнса и Кроссланда похожи, отличаются они коэффициентами и величиной гидростатического напряжения, у Сайнса оно рассчитывается по средним величинам напряжений [3]

$$a_s \cdot (\sqrt{J_2}) + b_s \cdot \sigma_{H,m} \leq \sigma_{-1и}$$

На основе большого числа экспериментальных данных Мак Дермидом была предложена следующая зависимость [4]:

$$\frac{\Delta\tau}{2} + \frac{2\tau_{-1}}{\sigma_B} \cdot N_{max} \leq \tau_{-1}$$

Критерий Данг Вана и критерий Пападопулуса относятся к так называемым мезоскопическим критериям. Данг Ван получил формулы перехода от мезоскопических величин к макроскопическим напряжениям. Его критерий в классической формулировке может быть записан в виде [5]:

$$\tau(t) + a_{DV} \cdot \sigma_{H,max}(t) \leq b$$

Критерий Пападопулуса основывается на критерии Данг Вана. Критерий может быть записан в виде [6]:

$$\sqrt{(T_a^2)} \leq \beta - \alpha \cdot \Sigma_{H,max}$$

Во всех перечисленных критериях коэффициенты вычисляются из усталостных параметров материала. Для определения коэффициентов, используемых в критериях, были проведены усталостные испытания образцов из стали 40ХН2МА. Образцы цилиндрической формы, диаметром 7,62 мм, с полированной внешней поверхностью. В результате был получен предел выносливости при испытании на изгиб при вращении. Остальные пределы выносливости, использованные в работе, были определены по соотношениям, взятым из литературы.

Оценка выносливости проводилась для прицепного шатуна среднеоборотного дизеля ЧН 26/26. Шатуны изготавливаются штамповкой из высококачественной легированной стали 40ХН2МА.

Во время цикла нагружения шатун работает в пределах упругости. Для применения критериев усталостной прочности необходимо определить диапазон изменения напряженно-деформированного состояния шатуна. Расчет напряженно-деформированного состояния шатуна выполнен численно, при помощи конечно-элементного моделирования в программном комплексе ANSYS Workbench. В качестве граничных условий задавались монтажные нагрузки, которые моделировались нагревом втулки, усилия от давления газов и сил инерции. Наиболее опасная зона, в которой возникают максимальные напряжения, расположена в пяте прицепного шатуна, опирающейся на опорный палец.

В результате работы получены значения коэффициентов запаса по различным критериям, проведено их сравнение.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Серенсен С. В. Определение запаса прочности при расчете деталей машин на прочность, Вестник машиностроения, 1943. №6, с 5.
- [2] Crossland B. Effect of large hydrostatic pressures on torsional fatigue strength of an alloy steel. Proc. Int. Conf. on Fatigue of Metals. London. 1956. p.138-149.
- [3] Sines G. Behavior of metals under complex static and alternating stresses. Metal fatigue. McGrawHill. 1959. p. 145-169.
- [4] McDiarmid, D.L., A shear stress based critical-plane criterion for multiaxial fatigue failure for design and life prediction, Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, vol. 17, no. 12, 1994, p. 1475-1485
- [5] K. Dang Van and I. V. Papadopoulos (editors), High-cycle metal fatigue: theory to applications, CISM Courses and Lectures 392, Springer, Vienna, 1999.
- [6] Papadopoulos, I. V., Davoli, P., Gorla, C., Filippini, M., Bernasconi, A., A comparative study of multiaxial high-cycle fatigue criteria for metals, Int. J. Fatigue 19, 1997, No. 3, p. 219–235.

КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Арпишкин А.Ю., arpishkin@inbox.ru

Application of multi-axial fatigue criteria for the estimation of the connecting rod strength

Arpishkin A.Y., Myagkov L.L.
Bauman MSTU, Russia

Расчет теплового и напряженно-деформированного состояния моноблока быстроходного судового дизеля

Иванова Н.С., Чайнов Н.Д.

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия

Мелещенко Н.Г.

ПАО «ЗВЕЗДА», Россия

Данная работа посвящена тепловой напряженности моноблока дизеля 42СН16/17 мощностью 2950 кВт, $n = 2200$ об/мин. Использование моноблока позволяет избежать проблем, связанных с раскрытием газового стыка, т.к. головка блока цилиндров и сам блок представляют единую деталь.

Особенностью указанного дизеля является повышенное требование к массогабаритным показателям, связанное с его назначением. По этой причине моноблок двигателя выполнен из алюминиевого сплава АЛ4. Помимо высоких требований к массогабаритным показателям, также предъявляются высокие требования по экологичности и в связи с этим повышенному максимальному давлению цикла, а также, разумеется, ресурсу.

Легкая алюминиевая конструкция моноблока не обладает достаточной жесткостью и имеет высокие тепловые деформации, которые передаются непосредственно гильзе цилиндров, что может ухудшить условия работы поршневых колец и привести к повышенному расходу масла на угар. Это и наблюдается во время эксплуатации. С этой целью проведено термометрирование натурального моноблока на испытательном стенде, получено стационарное распределение температур, соответствующее номинальному режиму работы двигателя.

В статье представлены результаты расчета теплового и напряженно-деформированного состояния моноблока с использованием метода конечных элементов в 3-х мерной постановке. В расчетах учитывалась зависимость физико-механических свойств материалов 38Х2МЮА-Ш (гильза цилиндров) и АЛ4 (моноблок) от температуры. Монтажные нагрузки задавались согласно конструкторской документации. Граничные условия теплообмена газа огневых поверхностей получены с использованием программного пакета «Diesel-RK». Задача стационарной теплопроводности решалась с учетом контактного взаимодействия узла. Значение коэффициента теплопроводности контакта $K=4300$ Вт/(м²К). Смоделировано поведение узла «моноблок-цилиндр» при тепловых нагрузках, возникающих в реальном двигателе, с учетом монтажных нагрузок (запрессовка гильз цилиндров и затяжка силовых шпилек), результаты представлены на рис.1. Получены величины температур, деформаций и напряжений в моноблоке дизеля, а также экспериментальные данные при испытаниях на натуральных образцах моноблока.



Рисунок 1 – Перемещения моноблока от температуры и монтажных нагрузок

КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Иванова Н.С.: ivanovanadezhda@live.ru

**The Calculation of Thermal and Stress-strain State for the
Monoblock of High-speed Marine Diesel Engine**

Ivanova N.S., Chainov N.D.

Bauman MSTU, Russia

Meleschenko N.G.

JSC «ZVEZDA», Russia

Численное исследование массового расхода охлаждающей жидкости через центробежный насос внутреннего контура охлаждения двигателя ДМ-21

Онищенко Д.О., Каменев В.В., Ложкин Н.С.
МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия

ВВЕДЕНИЕ

Основными направлениями развития современной индустрии двигателестроения являются: увеличение удельной мощности, улучшение показателей экономичности и ужесточение нормативов на вредные выбросы с отработавшими газами. Постоянное форсирование агрегатов требует интенсификации работы системы охлаждения. Таким образом, эффективная работа системы охлаждения двигателя (рисунок 1), которая обеспечивает определенный температурный режим агрегата и предотвращает преждевременный износ его деталей, является особенно актуальной задачей.

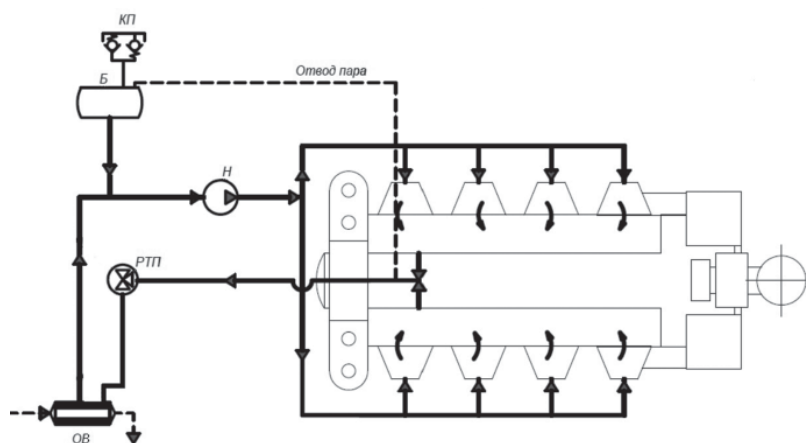


Рисунок 1 – Схема внутреннего контура охлаждения ДМ-21:

Б – бак; КП – клапан; Н – насос; ОВ – охладитель воды; РТП – терморегулятор

Эффективность работы системы охлаждения во многом зависит от корректного выбора модели водяного насоса. Для обоснования использования той или иной модели насоса можно проводить экспериментальные исследования или аналитические расчеты, но наиболее эффективным способом с точки зрения соотношения затрат и качества полученных результатов является проведение CFD моделирования.

ПРОВЕДЕНИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

Целью работы является анализ течения охлаждающей жидкости во внутренних полостях насоса и сравнение полученных результатов с экспериментальными данными, а также доказательство возможности получения корректных значений массового расхода охлаждающей жидкости, протекающей через центробежный насос лопаточного типа, в результате проведения численного исследования.

Моделирование производилось с использованием программы Fluent CFD, решатель которой основан на методе контрольных объемов. В ходе проведения исследования в программе ICEM CFD был выполнен анализ сеточной сходимости (рисунок 2) и построена сеточная модель. В результате было выявлено оптимальное для расчета количество элементов. Задача представляет собой моделирование турбулентного течения вязкой несжимаемой жидкости, что подразумевает решение системы уравнений Навье-Стокса. Для замыкания имеющейся системы уравнений было использовано семейство – моделей турбулентности: Standard, RNG и Realizable.

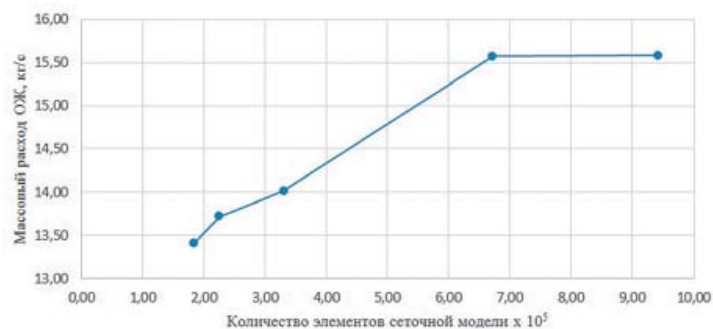


Рисунок 2 – Зависимость массового расхода охлаждающей жидкости от количества элементов в сеточной модели

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

В результате численного исследования с использованием трех моделей турбулентности были получены значения массового расхода охлаждающей жидкости на разных режимах работы насоса в сравнении с экспериментальными данными (рисунок 3).

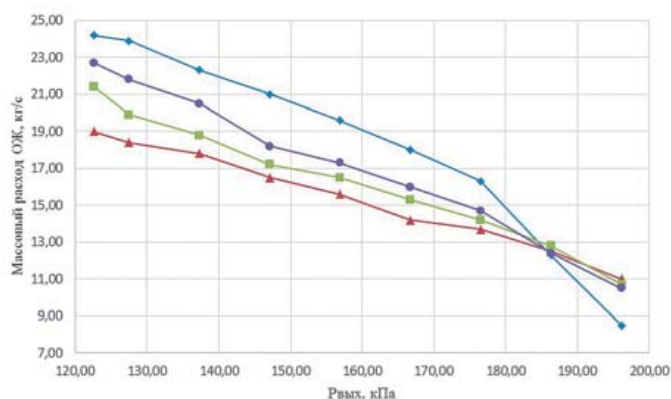


Рисунок 3 – Напорная характеристика водяного насоса:
 ◆ – Эксперимент; ● – Realizable; ■ – RNG; ▲ – Standard

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Математическая модель является верифицированной, так как позволяет получить хорошее согласование с результатами эксперимента. Модель Realizable позволила получить количественно близкий к эксперименту результат и показала лучшую сходимость.

Предложенная математическая модель может быть успешно применена для проектирования центробежных насосов системы охлаждения двигателей на ранних стадиях, тем самым сокращая цикл разработки сведением к минимуму количества натурных испытаний.

КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Онищенко Д.О.: doctor@baumanracing.ru

Каменев В.В.: v.v.kamenev@yandex.ru

Numerical study of the cooling fluid mass flow rate through the centrifugal pump internal cooling circuit of the engine DM-21

Onishchenko D.O., Kamenev V.V., Lozhkin N.S.
 Bauman MSTU, Russia

Моделирование работы комплекта поршневых колец с учётом деформации рабочей поверхности цилиндра двигателя

Столяров А.С.
СПбГМТУ, Россия

В работе описываются методика моделирования работы комплекта поршневых колец и полученные результаты применительно к двухтактному двигателю с противоположно движущимися поршнями 1НК 65 (отечественное обозначение 1Д6,5/(9+12)). Деформация цилиндра определяется с использованием метода конечных элементов. Прилегание поршневого кольца к деформированной поверхности цилиндра определяется решением дифференциального уравнения упругой линии кольца конечно-разностным методом под действием сил упругости, гидродинамического давления и усилия контактного взаимодействия. Тепловое состояние системы получено путём итерационного уточнения с учётом неравномерного прилегания поршневых колец и поршня к цилиндру. В результате получено, что величина зазора и контактное давление между кольцом и стенкой цилиндра в каждом сечении являются существенно неравномерными по окружности. При этом распределение теплового потока по окружности в любом сечении близко к равномерному.

Деформацию рабочей поверхности цилиндра двигателя, как правило, компенсируют на стадии механической обработки с помощью воспроизведения рабочих нагрузок: запрессовки цилиндрической втулки в блок, затяжки силовых связей. Но компенсировать тепловую деформацию остова двигателя сложно. Её можно уменьшить с помощью рационального проектирования крышки цилиндра, элементов газораспределительного тракта, полостей охлаждения и крепления втулки цилиндра. При этом необходимо иметь способ оценить, насколько приемлемы условия для работы цилиндропоршневой группы обеспечивает принятая конструкция.

В данной работе основное внимание уделено работе поршневых колец в условиях неравномерного прилегания по окружности. Тем не менее, для того, чтобы обеспечить математическое моделирование, было необходимо рассчитать рабочий процесс, тепловые потоки, тепловое и деформированное состояние деталей остова и поршней двигателя, давления и температуры в межколенчатых объёмах.

Методика и реализующая её компьютерная программа для моделирования взаимодействия поршневого кольца и втулки цилиндра с учетом отклонений формы были разработаны автором в 2006 г. [1]. Дальнейшие работы были направлены на развитие комплекса программ, который обеспечивает расчёт граничных условий примирительно к работе комплекта колец в условиях двигателя. В программе используется конечно-разностная схема дифференциального уравнения упругой линии кольца, при этом учитываются как гидродинамические, так и контактные давления. Гидродинамические давления рассчитываются с учётом скорости изменения зазора при движении кольца, учитывая деформацию цилиндра. Задача решается в квазистационарной постановке, соответственно не учитывается динамика вторичного движения поршневого кольца и поршня. Метод, предложенный в данной работе, позволяет задавать изменение любых параметров по окружности кольца, корректно учитывать наличие окон во втулке. Проблема задания граничных условий теплообмена между деталями ЦПГ подробно рассматривается в работах [2], [3]. В данной работе контактное давление и термическое сопротивление в областях контакта поршневого кольца со втулкой цилиндра и с торцевой поверхностью канавки поршня определяются согласно зависимостям теории контактного взаимодействия Гринвуда и Вильямсона. Расчётное распределение теплового потока по рабочей поверхности цилиндра приведено на рисунке 2. Показана развёртка от 0 до 180° (по причине симметричности) части цилиндра, где работает поршень, перекрывающий выпускные окна.

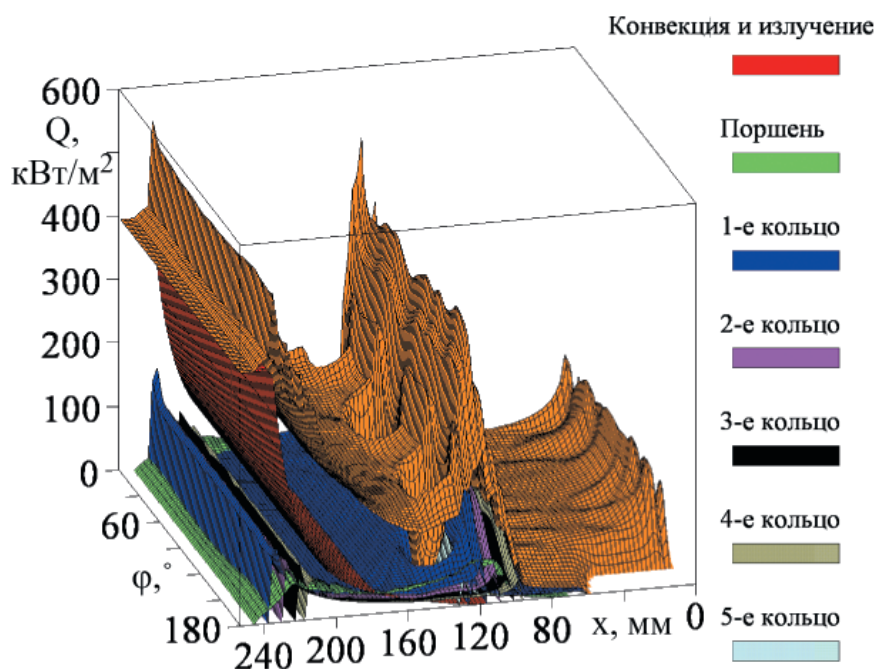


Рисунок 2 – Распределение теплового потока по рабочей поверхности цилиндра

Относительная равномерность теплового потока по окружности при значительной неравномерности контактных давлений и зазора объясняется влиянием тепловых сопротивлений поршня, кольца, поверхности контакта кольца с поршнем. Наибольшее значение тепловые деформации имеют у многоцилиндровых высокооборотных двигателей с общей головкой цилиндров, и особенно у двигателей с моноблоком. Разработанная методика и программное обеспечение могут быть применены к двигателям с любой конфигурацией остова. Полученный результат о допустимости принять распределение теплового потока через кольцо равномерным по окружности позволяет существенно упростить задание граничных условий при расчёте теплового состояния остова двигателя.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Столяров А.С. Взаимодействие поршневого кольца и втулки цилиндра ДВС с учетом отклонений формы // Проблемы и перспективы развития двигателестроения: Материалы докладов Международной научно-технической конференции 21-23 июня 2006 г. т.1 /СГАУ. – Самара. - 2006. – В 2 ч. Ч. 1. - С.243-244.
- [2] Руссинковский С.Ю., Чайнов Н.Д. 3-D моделирование граничных условий теплообмена при расчёте теплового состояния деталей цилиндро-поршневой группы двигателей внутреннего сгорания // Двигателестроение №4 (254). - 2013 г. - С.3-8.
- [3] Элементы системы автоматизированного проектирования ДВС. Под ред. Петриченко Р.М. Л.: Машиностроение. - 1990. – 328 с.

Modeling of piston ring pack in conjunction with an out-of-round cylinder bore

Stolyarov A.S.
SMTU of St. Petersburg, Russia

Расчетное и экспериментальное определение локальных величин контактного давления в сопряжении деталей поршня среднеоборотного дизеля типа ЧН 26/26

Чайнов Н.Д., Мягков Л.Л., Оболонный И.В., Стрижов Е.Е.
МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия

В настоящее время во многих среднеоборотных дизелях применяются составные поршни. Применение составных конструкций позволяет, во-первых, выполнить верхнюю и нижнюю части поршня из разных материалов. Верхняя часть поршня – головка, включающая в себя огневое днище, жаровый и уплотнительный пояса – выполняется из жаропрочной стали. Нижняя часть (тронк), в зависимости от степени форсировки двигателя, может быть выполнена как из алюминиевого сплава, так и из стали или чугуна. Такая конструкция позволяет противостоять высоким тепловым и механическим нагрузкам на головку поршня, ограничивая увеличение массы поршня за счет тронка. Кроме того, поскольку поршни имеют развитые полости охлаждения, применение составной конструкции оказывается весьма рациональным. Типичная конструкция составного поршня со шпилечным соединением головки и тронка показана на рисунке. 1.

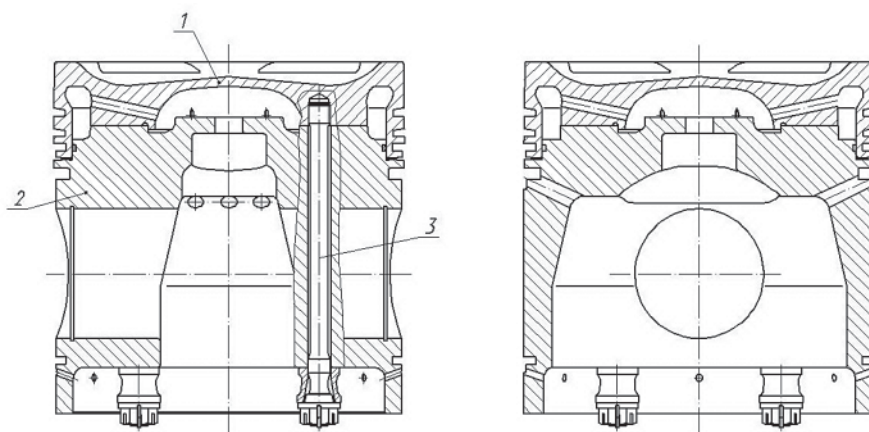


Рисунок 1 – Составной поршень среднеоборотного дизеля:
1 – головка; 2 – тронк; 3 – соединительная шпилька.

Известно, что между контактирующими деталями имеет место так называемое контактное термическое сопротивление [1], обуславливающее температурный скачок, величина которого может достигать нескольких десятков градусов [1]. Таким образом, расчет теплового и напряженно-деформированного состояния составных поршней является более сложной задачей, чем расчет монолитных конструкций, поскольку требует введения в расчетную модель контактного термического сопротивления.

В настоящее время развитие расчетных комплексов для проведения конечно-элементных расчетов позволяет относительно легко решить задачу учета термического сопротивления саму по себе. Однако расчетное определение величины термического сопротивления представляет достаточно сложную задачу ввиду большого количества факторов, влияющих на его величину. К этим факторам относится, во-первых, контактное давление в сопряжении деталей. Кроме того, на величину термического сопротивления влияют также величина и форма макронеровностей на контактирующих поверхностях, шероховатость поверхностей, а также их твердость. Все перечисленные параметры, за исключением величины контактного давления, могут быть получены непосредственными измерениями на натуральных поршнях.

Контактное давление в случае составного поршня неравномерно распределено по сопрягаемым поверхностям. На его распределение оказывает влияние взаимное расположение крепежных деталей и, в меньшей степени, неоднородность геометрических свойств поверхности.

В настоящей статье приведено описание экспериментального определения локальных величин контактного давления в сопряжении деталей составного поршня среднеоборотного дизеля типа ЧН 26/26, возникающих при затяжке соединительных шпилек. Эксперимент проведен на кафедре «Поршневые двигатели» МГТУ с помощью специальной пленки Fujifilm Prescale.

Приведено описание методики расчетного определения локальных величин контактного давления в сопряжении деталей составных поршней, возникающих при затяжке соединительных шпилек и последующем нагреве поршня в процессе работы.

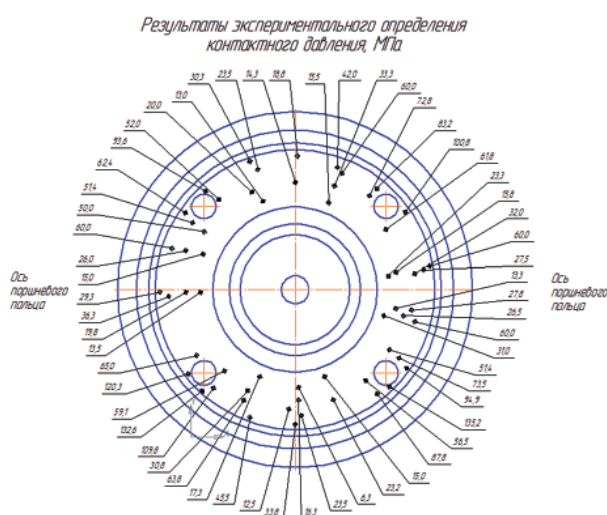


Рисунок 2 – Контактное давление (МПа) от затяжки шпилек (эксперимент)

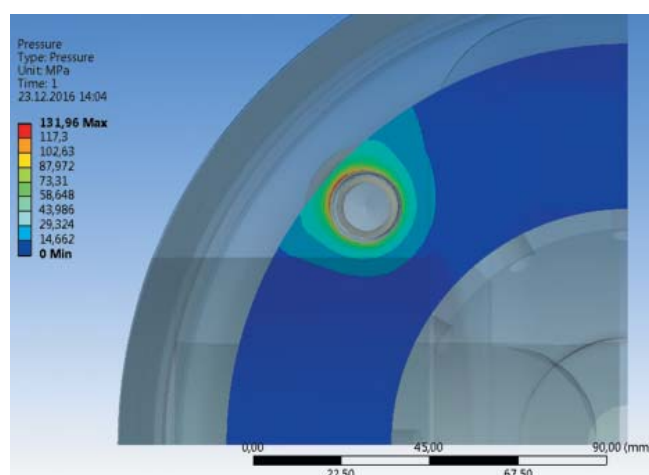


Рисунок 3 – Контактное давление (МПа) от затяжки шпилек (расчет)

Приведены результаты экспериментального (рис. 2) и расчетного (рис. 3) определения контактного давления от затяжки соединительных шпилек. Проведен анализ результатов.

Представлены результаты расчетов теплового и напряженно-деформированного состояния поршня с использованием экспериментальных и расчетных величин контактного давления и их сравнение.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Попов В.М. Теплообмен в зоне контакта разъемных и неразъемных соединений. М., «Энергия», 1971. – 216 с. с ил.

КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Стрижов Е.Е.: strizh_jr@mail.ru

An Experimental Measurement and Numerical Calculation of Contact Pressure in a Composite Piston of a Mid-speed Diesel Engine

Chainov N.D., Myagkov L.L., Obolonniy I.V., Strizhov E.E.
Bauman MSTU, Russia

Метод оптимизации формы основных деталей ДВС

Чирский С.П., Мягков Л.Л.
МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия

ОПИСАНИЕ МЕТОДИКИ ОПТИМИЗАЦИИ

В работе представлен метод топологической оптимизации, реализованный в пакете конечно-элементного моделирования ANSYS. Код алгоритма написан на встроенном языке программирования APDL. Для изменения формы оптимизируемой детали используется функция рождения-смерти элементов («Element Birth and Death»), позволяющая отключить или включить любой элемент предварительно созданной конечно-элементной модели, что эквивалентно удалению/добавлению соответствующего объема материала детали.

Целевой функцией оптимизации является масса детали. Твердотельная модель оптимизируемой детали должна охватывать все то пространство, в котором искомая оптимальная форма может содержаться. Критерий отключения элемента – коэффициент запаса циклической прочности, вычисляемый по методике, описанной в [1]. Цикл нагружения задается двумя наборами граничных условий. Элемент отключается/включается если его коэффициент запаса выходит за пределы заданного диапазона. Для новой конструкции детали выполняется проверка работоспособности по величине минимального коэффициента запаса циклической прочности. Если проверка не пройдена, то процесс оптимизации повторяется. Критерием окончания процесса оптимизации может служить малое относительное изменение количества включенных элементов модели в двух последовательных итерациях оптимизации. Могут учитываться дополнительные критерии, выбор которых зависит от оптимизируемой детали. Результатом разработанной методики оптимизации является набор элементов, преобразуемый затем в твердотельную модель детали искомой оптимальной формы. Данный подход позволяет оптимизировать форму деталей, подверженных только механическим нагрузкам. С этой точки зрения наибольший интерес для оптимизации представляют базовые детали двигателя – блок цилиндров, коленчатый вал и шатун.

Описанная методика не применима для оптимизации формы деталей, подверженных значительным тепловым нагрузкам, таким как поршень, клапан или крышка цилиндра, поскольку учесть влияние тепловых нагрузок на данный момент не удастся.

ПРИМЕР ПРИМЕНЕНИЯ МЕТОДИКИ ОПТИМИЗАЦИИ

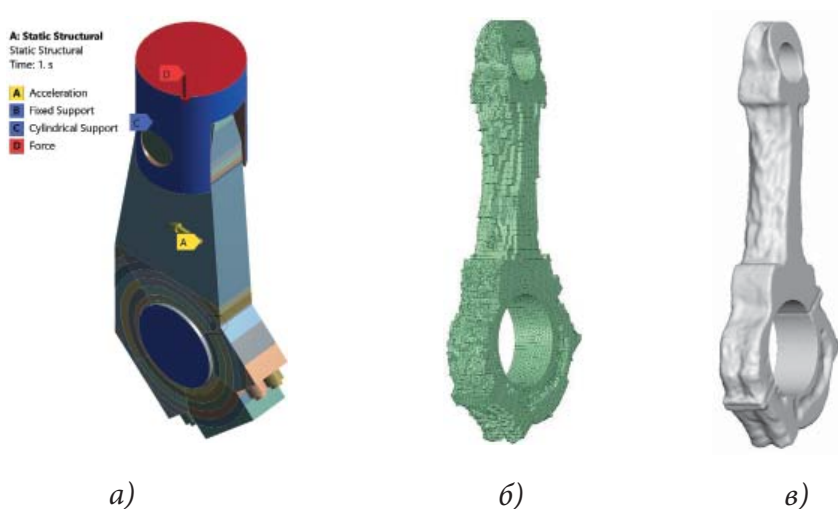
По предложенной методике была проведена оптимизация формы базовой конструкции шатуна среднеоборотного тепловозного дизеля ЧН 26,5/31, а также рассчитана форма шатуна на основе первичной модели. Модели базовой и оптимизированной конструкции приведены на рисунке 1. Граничные условия для базовой конструкции и первичной модели были одинаковы. Массу конструкции шатуна удалось снизить на 3,2%.

Первичная модель, показанная на рисунке 2, имеет большой запас материала, в пределах которого может быть получена искомая оптимальная форма. Часть шатунной шейки коленчатого вала, поршневой палец и поршень необходимы для адекватного задания граничных условий. Заданные граничные условия описывают условия работы шатуна в двигателе ЧН 26,5/31. Вертикальная составляющая суммы сил давления газов и инерции приложена к огневому днищу поршня. Горизонтальная составляющая этих сил задана в виде горизонтального ускорения, при этом материалы всех деталей кроме поршневого пальца имеют нулевую плотность. Затяжка шатунных болтов задается температурной деформацией его средней части. Шатунная шейка служит опорой для шатуна, ее торцы закреплены. Все подвижные сопряжения настроены как контактные пары с трением.

Дополнительным критерием работоспособности в данном случае была выбрана жесткость стержня шатуна. При чрезмерной его деформации или, наоборот, слишком большой жесткости в процесс оптимизации вносились соответствующие корректировки.



а) б)
Рисунок 1 – Оптимизируемая модель шатуна:
а – базовая модель; б – оптимизированная модель.



а) б) в)
Рисунок 2 – Модель шатуна: а – первичная модель; б, в - результат оптимизации.

Опыт применения разработанной методики позволил сделать следующие выводы:

1. Разработанная методика позволяет, как более рационально перераспределить массу детали по ее объему, с т. зр. выравнивания циклической прочности, так и снизить массу конструкции в целом.
2. В общем случае работоспособность получаемой конструкции должна дополнительно оцениваться по критериям, учитывающим особенности ее работы, в том числе взаимодействие с сопряженными деталями.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Краснокутский, А.Н. Оценка выносливости базовых деталей поршневых двигателей : учеб. пособие / Л.Л. Мягков, Н.Д. Чайнов, А.Н. Краснокутский.— М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2013

КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Чирский С.П.: baragund@yandex.ru
Мягков Л.Л.: mll-08@mail.ru

Optimization method of basic parts of ICE

Chirskii S.P., Myagkov L.L.
Bauman MSTU, Russia

Применение технологий тиксоформования в современном двигателестроении

Белоусов И.Я., Койдан И.М., Первушин В.В.
АО АХК «ВНИИМЕТМАШ» им. А.И. Целикова, Россия

На сегодняшний день наибольшее распространение для изготовления поршней двигателей внутреннего сгорания получили технологии горячей объёмной штамповки, литья в кокиль и жидкой штамповки. Каждый из этих способов обладает преимуществами и недостатками, приемлемость сочетания которых определяется уровнем требуемых эксплуатационных свойств изделия и экономической целесообразностью. К новым способам изготовления поршней двигателей внутреннего сгорания следует отнести технологии, основанные на процессах тиксо- и реоформования. Технологии, находящиеся на стыке общеизвестных технологий обработки металлов давлением и литья, позволяют изготавливать детали как из алюминиевых деформируемых, так и алюминиевых литейных сплавов. Проведённые в АО АХК «ВНИИМЕТМАШ» экспериментальные работы по изготовлению поршней двигателей внутреннего сгорания методом тиксоштамповки показали возможность достижения в изделии механических свойств, превышающих аналогичные показатели в литых и жидкоштампованных поршнях и приближающихся к показателям штампованных. При этом следует учесть, что, несмотря на незначительный проигрыш в показателях механических свойств в сравнении с горячештампованными поршнями, технологии твёрдожидкого формования обладают потенциалом значительного снижения стоимости изготовления аналогичного изделия. Вместе с тем, вопрос отставания механических свойств тиксоштампованных изделий от горячештампованных остаётся открытым и является предметом дальнейших исследований, имеющих, как показали результаты уже выполненных работ, высокие перспективы преодоления этого отставания.

КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Белоусов И.Я.: opm3@vniimetmash.ru

Койдан И.М.: kim0886@mail.ru

Thixoforming technologies in modern engine construction

Belousov I.Y, Koydan I.M., Pervushin V.V.
VNIIMETMASH, Russia

Тихо- и PIM технологии в современном двигателестроении

Семенов А.Б., Муранов А.Н., Семенов Б.И.
МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия

Обеспечение высоких технико-экономических показателей перспективных двигателей внутреннего сгорания основано на оптимизации их конструкции и режимов работы, использовании передовых методов проектирования, применении новых материалов и технологий. В настоящей работе проведен обзор информации о применении различных современных технологий для изготовления металлических деталей двигателей внутреннего сгорания и деталей автомобильной промышленности в целом. Показана эффективность использования технологии инъекционного литья порошковых композиций для серийного и крупносерийного производства металлических деталей сложной формы.

Применение новых материалов и технологий имеет, на наш взгляд, следующую направленность:

- снижение массы деталей (в первую очередь подвижных) за счет использования материалов с низкой плотностью (легкие сплавы, керамики) и оптимизации конструкции деталей при применении новых материалов;
- повышение качества и точности сопрягаемых поверхностей деталей, обеспечение точности и постоянства формы и размеров деталей во всем диапазоне эксплуатационных нагрузок на протяжении длительного срока эксплуатации;
- снижение экономических затрат на производство деталей, что подразумевает минимизацию количества технологических операций, минимизацию временных затрат, снижение энергоемкости производства и эксплуатации, повышение коэффициента использования материалов.

Так, активно развиваются технологии, обеспечивающие повышение качества материалов, что достигается за счет возможности многомасштабного управления их структурой; технологии, реализующие восходящий процесс создания материала и детали, когда деталь и материал формируются одновременно. Примером такой технологии, объединяющей известные традиционные подходы литейного производства и обработки давлением, является технология тиксоформинга, данная технология активно применяется в зарубежной автомобильной промышленности и позволяет получать фасонные металлические детали с высокими физико-механическими характеристиками. Области производства металлических изделий максимальной сложности занимают технология аддитивного производства (AM) и технология инъекционного литья порошковых композиций (PIM).

Гибкость технологических возможностей, которую обеспечивает MIM технология, не только повышает экономическую эффективность производства, но и способствует повышению качества конечной продукции. MIM технология широко применяется для изготовления сложнопрофильных деталей, накоплен богатый зарубежный опыт MIM производства ответственных деталей. Создаются стандарты качества автомобильных MIM деталей, например, стандарт ISO/TS 16949, что позволяет снизить расходы производителей и еще больше расширить область применения MIM технологии. Все это позволяет ожидать дальнейшего роста применения MIM технологии для изготовления деталей автомобильного и иных секторов.

В России промышленное производство изделий тиксо- и MIM-методами практически отсутствует, а сами методы не известны большинству специалистов и серьезно отстают в развитии от зарубежного уровня, а аддитивное производство изделий из конструкци-

онных металлических материалов находится на уровне поисковых исследований. Всё это предопределяет не только высокий потенциал внедрения, но и риски освоения указанных технологий в отечественной промышленности без соответствующей подготовки специалистов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Особенности системного подхода к оценке точности изготовления деталей двигателей внутреннего сгорания / Г. С. Гамидов, З. И. Адеев, К. А. Кучув // *Обработка металлов резание*. – 2008. – Т. 2, № 44. – С. 16-18.
- [2] Н. Д. Чайнов, Л.Л. Мягков, Ю. П. Москвичев [и др.]. Новые конструкционные материалы – гранульные композиты и эффективность их применения в двигателестроении // *Сборник научных трудов международной конференции Двигатель-2010, посвященной 180-летию МГТУ им. Н. Э. Баумана / Под редакцией Н. А. Иващенко, В. А. Вагнера, Л. В. Грехова. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана. – 2010. – С. 67-70.*
- [3] Б. И. Семенов, А. Б. Семенов, А. Н. Муранов. Переработка и свойства суперсплавов, пригодных для МПМ // *Современные жаропрочные деформируемые никелевые и интерметаллидные сплавы, методы их обработки: сборник материалов конференции*. – Москва, 13 ноября 2015 г. – М.: ФГУП «ВИАМ» ГНЦ РФ, 2015. С. 10.
- [4] Hausnerova V. Powder Injection Moulding – An Alternative Processing Method for Automotive Items // *PIM International*. – 2011. – No 3. – P. 129-146.
- [5] Ramakrishnan P. Automotive applications of powder metallurgy // *Advances in powder metallurgy*. – 2013. – No 7. P. 493-519.
- [6] Williams N. Metal Injection Moulding: Past successes and future opportunities in the automotive industry // *PIM International*. – 2015. – Vol. 9, No. 4. – P. 33-47.
- [7] Металлопорошковые композиции жаропрочного сплава ЭП648 производства ФГУП «ВИАМ» в технологиях селективного лазерного сплавления, лазерной газопорошковой наплавки и высокоточного литья полимеров, наполненных металлическими порошками / Е. Н. Каблов [и др.] // *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*. – 2016. – Т. 9, № 678. – С. 62-80.
- [8] Тиксоштамповка и тиксолитье – современные технологии формообразования алюминиевых и других сплавов в твердом состоянии / Б. И. Семенов, Ю. А. Бочаров [и др.] // *Технология легких сплавов*. – 2010. – Т. 1. – С. 129-150.
- [9] Тиксоформуемость и свойства литейного поршневого сплава АЛ25 / Т. Б. Нго, А. Б. Семенов, Б. И. Семенов // *Технология легких сплавов*. 2014. – Т. 2. – С. 78-87.

КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Семенов А.Б.: Semenov.Ab@bk.ru

Thixo- and PIM Technologies in Modern Engine-building

Semenov A.B., Muranov A.N., Semenov B.I.

Bauman MSTU, Russia

Анализ тепловыделения в поршневом ДВС с принудительным воспламенением при работе на бензоводородовоздушной смеси

Бортников Л.Н., Дерячев А.Д., Ивашин П.В., Твердохлебов А.Я.
ТГУ, Тольятти, Россия

Применение водорода в качестве альтернативного углеводородам топлива является весьма актуальной задачей двигателестроения, т.к. связывается с возможностью решения двух важнейших проблем: энергонезависимости и выброса вредных веществ. Рассмотрению данного вопроса в течение последних 100 лет исследователями разных стран уделялось большое внимание (Р. Риккардо, Р. Эррен, В.В. Струминский, И.Я. Варшавский, А.И. Мищенко, Р.З. Кавтарадзе и др.). Однако до настоящего времени остается малоисследованным целый ряд задач, например, сгорание водорода в смеси с углеводородными топливами, которые могут рассматриваются важными в связи с возможным переходом к широкому применению водорода через постепенное использование его в качестве возрастающих добавок к углеводородным топливам.

Целью данной работы было экспериментальное исследование особенностей сгорания бензоводородовоздушных (БВВС) смесей в поршневом ДВС при относительно малых расходах добавляемого водорода методом анализа характеристик тепловыделения.

На рисунках 1 приведены индикаторные диаграммы, снятые на двигателе ВАЗ-21114 (4Ч7,56/8,2) при коэффициенте избытка воздуха равном $\alpha = 1$, постоянном положении дросселя и угла опережения зажигания равного 26 град.п.к.в. с использованием измерительной системы Kistler на основе пьезоэлектрического датчика, вмонтированного в свечу зажигания при работе на бензине и на смеси с добавочным водородом.

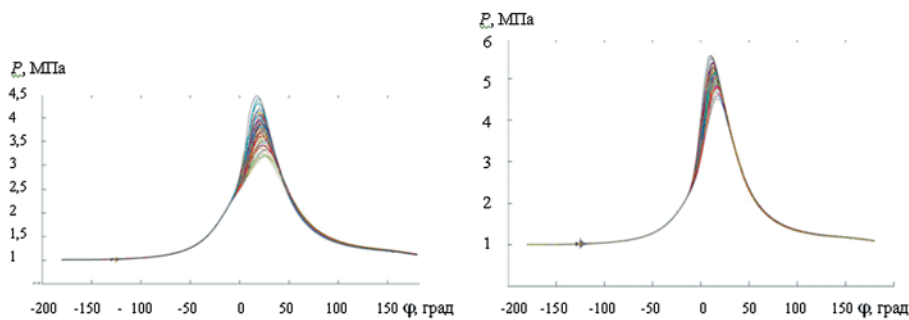


Рисунок 1 – Индикаторные диаграммы (частота вращения вала $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$; нагрузка $P_e = 0,2 \text{ МПа}$; число циклов – 100; 0 – верхняя мертвая точка; φ – угол поворота коленчатого вала): а) работа на бензине; б) работа на БВВС с долей водорода $\psi = 0,22$;))

Можно видеть, что добавочный водород в условиях данного эксперимента оказывает существенное влияние на межцикловую неидентичность (при количественной оценке по среднеквадратичному рассеянию максимального давления она снижается, примерно, в 2 раза) и величину максимального давления цикла, среднее значение которого возросло примерно на 30%. При этом эффективный КПД сохранился на прежнем уровне, составляющем величину, порядка, 20% при увеличении эффективной мощности на 3,7%.

На рисунке 2 приведены графики изменения относительных характеристик тепловыделения $x_{\text{выд}}$ и относительных скоростей выделения теплоты $dx_{\text{выд}}/d\varphi$, полученные в результате обработки приведенных индикаторных диаграмм. Можно видеть, что при добавлении в бензовоздушную смесь

водорода уменьшается задержка воспламенения и угол поворота вала двигателя, за который происходит сгорание φ_z , а также возрастает скорость тепловыделения. Уменьшение φ_z способствует повышению жесткости сгорания. Увеличение скорости тепловыделения, которая теоретически оказывает положительное влияние на экономические показатели двигателя, приводит к повышению среднemasсовой температуры и, как следствие, выхода окислов азота. При этом, как отмечалось, КПД двигателя практически не увеличивается (возрастание составляет величину, порядка, 1% и может рассматриваться как влияние погрешностей измерений). Понятно, что изменение рассматриваемых показателей в процессе сгорания БВВС при снижении доли водорода уменьшается и при доле добавляемого водорода в составе смесового топлива бензин-водород, порядка, 3÷6% на нагрузочных режимах являются практически незначимым.

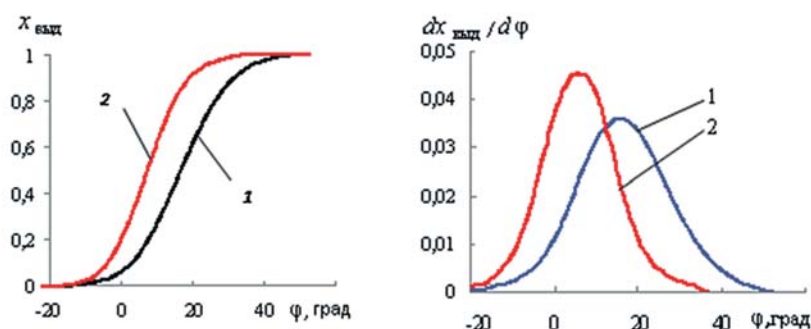


Рисунок 2 – Относительная характеристика тепловыделения и относительная скорость выделения теплоты, построенные по данным рисунка 1 (1 – бензин, 2 – БВВС)

Рассмотрение полученных характеристик тепловыделения для менее нагруженных режимов вплоть до режимов холостого хода позволяют отметить, что их протекание при относительно малых величинах добавляемого водорода и коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1$, характерного для современных поршневых ДВС, аналогично рассмотренному выше и при малых дозах водорода практически не идентифицируется.

Аналогичные данные получены и на установке УИТ-85, представляющей одноцилиндровую конструкцию с фиксированной частотой вращения вала и неизменной системой впуска. Таким образом, приведенные результаты свидетельствует о практической сложности исследования и выделения особенностей сгорания БВВС при малых долях добавляемого водорода и $\alpha = 1$ методом анализа характеристик тепловыделения. Отметим, что при этом не отражаются и имеющие место при работе на режимах глубокого дросселирования синергетические эффекты горения БВВС, которые выявляются при использовании в качестве критерия оценки имеющих место эффектов повышения индикаторного или эффективного КПД.

Analysis of the heat release in spark ignited ICE with gasoline-hydrogen mixture utilization

Bortnikov L.N., Deriachev A.D., Ivashin P.V., Tverdochlebov A.J.
TLTSU, Togliatti, Russia

Горчичное масло как добавка к дизельному топливу

Марков В.А., Лобода С.С., Са Бовэнь

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия

Зыков С.А.

РГАУ-МСХА им. К.А. Тимирязева, Россия

ВВЕДЕНИЕ

Альтернативные моторные топлива находят все большее применение на транспорте и в других областях экономики. В качестве перспективных энергоносителей рассматриваются топлива, производимые из растительных масел. Это объясняется простотой и экологичностью процесса получения растительных масел, их сравнительно невысокой стоимостью и приемлемой воспламеняемостью в условиях камеры сгорания (КС) дизеля. В мировом производстве масел наиболее значимыми являются пальмовое и соевое масла, а в отечественной масложировой промышленности ведущее место занимает производство подсолнечного (86,84% от всего производства масел), соевого (7,96%), рапсового (4,84%), горчичного (0,11%), кукурузного (0,04%) и льняного (0,03%) растительных масел. Наиболее привлекательным способом применения растительных масел в качестве моторного топлива представляется работа дизеля на смесях нефтяного дизельного топлива (ДТ) с растительными маслами с небольшим содержанием последних. Эти два компонента хорошо смешиваются в любых пропорциях, образуя стабильные смеси. При этом растительные масла можно рассматривать как кислородсодержащие присадки (оксигенаты), значительно улучшающие экологические характеристики нефтяных ДТ.

СМЕСИ НЕФТЯНОГО ДИЗЕЛЬНОГО ТОПЛИВА С ГОРЧИЧНЫМ МАСЛОМ КАК МОТОРНЫЕ ТОПЛИВА

Для оценки возможности использования горчичного масла в качестве экологической добавки к нефтяному ДТ проведены экспериментальные исследования дизеля типа Д-245.12С (4 ЧН 11/12,5) Минского моторного завода. Исследовались нефтяное ДТ и его смеси с горчичным маслом, содержащие до 10% ГМ. Дизель исследован на режимах внешней скоростной характеристики (ВСХ) и режимах 13-режимного испытательного цикла Правил *ECE R49* ЕЭК ООН с установочным углом опережения впрыскивания топлива (УОВТ) $\theta=13^\circ$ поворота коленчатого вала до верхней мертвой точки и неизменным положением упора дозирующей рейки топливного насоса. На первом этапе исследований проведены испытания дизеля Д-245.12С на режимах ВСХ с максимальной подачей топлива на чистом ДТ и на смеси 90% ДТ и 10% ГМ. Поскольку теплотворная способность смесового биотоплива оказалась несколько ниже теплотворной способности ДТ при использовании смеси 90% ДТ и 10% ГМ на большинстве исследуемых режимов удельный эффективный расход топлива g_e оказался несколько выше, чем при работе на ДТ. В частности, при переходе с ДТ на указанное смесовое биотопливо на режиме максимальной мощности с частотой вращения коленчатого вала $n=2400$ мин⁻¹ удельный эффективный расход топлива g_e увеличился от 248,2 до 253,4 г/(кВт·ч), а на режиме максимального крутящего момента при $n=1500$ мин⁻¹ – от 226,2 до 231,9 г/(кВт·ч). Но при этом эффективный КПД дизеля η_e на этих режимах изменился незначительно. Наличие в молекулах ГМ атомов кислорода привело к заметному уменьшению дымности ОГ при работе дизеля на исследуемом смесовом биотопливе. Так, на режиме максимальной мощности при $n=2400$ мин⁻¹ переход с ДТ на смесь 90% ДТ и 10% ГМ сопровождался снижением дымности ОГ K_x от 17 до 12% по шкале Хартриджа, а на режиме максимального крутящего момента при $n=1500$ мин⁻¹ – от 42 до 36% по шкале Хартриджа.

При испытаниях дизеля на режимах 13-режимного цикла на биотопливах отмечена тенденция снижения концентрации в ОГ оксидов азота C_{NOx} . Так, при переводе дизеля с ДТ на смесь 90% ДТ и 10% ГМ

на режиме холостого хода при $n=900 \text{ мин}^{-1}$ концентрации C_{NOx} была одинаковой и равной 0,0100%. На режиме максимального крутящего момента при $n=1500 \text{ мин}^{-1}$ она снизилась от 0,0640 до 0,0625%, а на режиме максимальной мощности при $n=2400 \text{ мин}^{-1}$ – от 0,0550 до 0,0545%. При использовании смесового биотоплива отмечена тенденция снижения содержания в ОГ монооксида углерода C_{CO} . На режиме холостого хода при $n=900 \text{ мин}^{-1}$ перевод дизеля с ДТ на смесь 90% ДТ и 10% ГМ сопровождался уменьшением значения C_{CO} от 0,0400 до 0,0390%, на режиме максимального крутящего момента при $n=1500 \text{ мин}^{-1}$ – от 0,0300 до 0,0275%, а на режиме максимальной мощности при $n=2400 \text{ мин}^{-1}$ – от 0,0100 до 0,0091%. Применение смесового биотоплива оказало положительное влияние и на концентрацию в ОГ несгоревших углеводородов C_{CHx} . На режиме холостого хода при $n=900 \text{ мин}^{-1}$ отмечено снижение C_{CHx} от 0,0215 до 0,0210%, режиме максимального крутящего момента при $n=1500 \text{ мин}^{-1}$ от 0,0130 до 0,0105%, а на режиме максимальной мощности при $n=2400 \text{ мин}^{-1}$ – от 0,0076 до 0,0050%. Аналогичные данные получены и при испытаниях дизеля на смеси 95% ДТ и 5% ГМ.

По полученным характеристикам содержания в ОГ токсичных компонентов рассчитаны их интегральные удельные массовые выбросы на режимах 13-режимного цикла. В диапазоне изменение содержания ГМ в смесовом биотопливе $C_{ГМ}$ от 0 до 10% отмечено снижение интегральных на режимах 13-режимного цикла удельных массовых выбросов всех трех газообразных нормируемых токсичных компонентов ОГ. Выброс оксидов азота e_{NOx} уменьшился от 5,911 до 5,689 г/(кВт•ч), монооксида углерода e_{CO} – от 2,184 до 2,068 г/(кВт•ч), несгоревших углеводородов e_{CHx} – от 0,675 до 0,561 г/(кВт•ч). Указанное улучшение экологических показателей при использовании смесей ДТ и ГМ получено без изменения конструктивных и регулировочных параметров дизеля типа Д-245.12С.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

– Проведенные экспериментальные исследования дизеля Д-245.12С на смесях ДТ и ГМ различного состава подтвердили возможность улучшения показателей токсичности ОГ при использовании этих смесей в качестве топлива для автомобильных и тракторных дизелей.

– При переводе дизеля типа Д-245.12С с ДТ на смесь 90% ДТ и 10% ГМ отмечено снижение интегральных на режимах 13-режимного цикла удельных массовых выбросов всех трех газообразных нормируемых токсичных компонентов ОГ. Выброс оксидов азота e_{NOx} уменьшился от 5,911 до 5,689 г/(кВт•ч), монооксида углерода e_{CO} – от 2,184 до 2,068 г/(кВт•ч), несгоревших углеводородов e_{CHx} – от 0,675 до 0,561 г/(кВт•ч).

– В рассматриваемом диапазоне изменения СГМ отмечено значительное снижение дымности ОГ K_x , составившее на режимах максимальной мощности и максимального крутящего момента соответственно 5 и 6% по шкале Хартриджа.

КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Марков В.А.: vladimir.markov58@yandex.ru

Mustard Oil as an Additive to Diesel Fuel

V.A. Markov, S.S. Loboda S.S., Sa Bowen'

Bauman MSTU, Russia

S.A. Zykov

RGAU-MSKhA named after K.A. Timiryazev, Russia

Оптимизация показателей дизеля, работающего на биодизельном топливе

А.С. Теренченко, А.В. Козлов, Н.С. Зуев.
ФГУП «НАМИ». г. Москва

В настоящее время уже 48 стран мира нормативно закрепили и активно развивают производство биотоплива.

Проанализировав зарубежный [1-2], отечественный опыт [3-4] были учтены возможные проблемы в ходе испытаний, приняты необходимые меры по увеличению точности измерений, а также предусмотрена возможность изменения регулировочных параметров топливоподачи.

Целью исследования было определение технико-экономических и экологических характеристик дизеля ЯМЗ 6566 при переходе с дизельного топлива (ДТ) на биодизельное топливо (В100), а также оптимизация параметров топливоподачи на В100.

Для испытаний применялся четырехтактный V-образный шестицилиндровый дизель Ярославского моторного завода модели ЯМЗ-6566, с размерностью S/D 140/130 мм, степень сжатия 17,5. Максимальная мощность 197 кВт при 1900 мин⁻¹, номинальный крутящий момент – 1124 Н*м в диапазоне частот вращения 1100 - 1500 мин⁻¹. Электронный блок управления двигателем М240 позволяет обеспечивать двухразовое впрыскивание топлива в течение рабочего цикла (пилотная и основная порции), также позволяет менять угол опережения впрыска топлива (УОВТ) и величину цикловой подачи.

Испытания дизеля проводились на режимах внешней скоростной характеристики и по 13-ти ступенчатому стационарному испытательному циклу ESC (Правила 49 ЕЭК ООН) на моторном стенде, укомплектованном приборами и оборудованием в соответствии с требованиями ГОСТ 14846-81 и ГОСТ Р 41.24-2003.

Для компенсации потери мощности дизеля при переводе на В100 была увеличена цикловая подача топлива на 14% по массе, что позволило добиться увеличения крутящего момента примерно до уровня крутящего момента на ДТ, а при низких и высоких частотах вращения – некоторого превышения на 2...5%. При работе дизеля на В100 удельный эффективный расход топлива увеличился в среднем на 13% по сравнению с ДТ. Это объясняется более низкой теплотой сгорания В100. Коэффициент избытка воздуха для В100 меньше чем для ДТ в среднем на 3%, так как увеличился часовой расход топлива. Также за счет повышения производительности турбокомпрессора увеличился массовый расход воздуха, однако, пропускная способность впускного тракта остается неизменной и несмотря на то, что для сгорания одного кг В100 требуется меньшее количество воздуха (13,3 кг), среднее значение коэффициента избытка воздуха в камере сгорания оказалось меньше чем для ДТ. Для В100 наблюдается снижение концентрации СН на 11...31%, СО на 2...17,6%, дымности на 42...66%. Концентрация NO_x для В100 выше аналогичного показателя на ДТ на 6...11%.

С целью снижения концентрации NO_x, а также дымности отработавших газов, было исследовано влияние на выбросы СН, СО, NO_x, дымность, а также удельный расход топлива 3-х различных настроек топливоподачи:

- УОВТ пилотной и основной порций уменьшился на 3 град. п.к.в.
- УОВТ пилотной порций уменьшился на 3 град. п.к.в.,
- Увеличена пилотная порция топлива в 2 раза до 10 мг, общая цикловая подача не увеличилась, УОВТ не изменялся.

Как показали результаты исследования, наилучшим с точки зрения снижения концентрации NO_x и дымности оказалось решение уменьшить УОВТ пилотной и основной порции на 3 град. п.к.в. (первый вариант). Снижение концентрации NO_x может быть объяснено снижением максимальной температуры сгорания как за счет более низкой теплоты сгорания топлива, так и за счет более позднего начала сгорания топлива. Снижение дымности при работе дизеля на В100 объясняется химическим составом В100, а именно наличием кислорода в молекулах биотоплива. Как показали результаты исследований и материалы [1], этого достаточно для получения еще более низкой дымности, чем при работе дизеля на ДТ, несмотря на уменьшение максимальной температуры цикла. Концентрация СО для В100 с 1-м вариантом регулировки топливоподачи ниже чем для В100 при штатных регулировках на 2...20%, NO_x – на 5...30%, СН – на 35...40%, дымность – на 3...62%, для всех перечисленных компонентов отработавших газов характерно увеличение различий с ростом нагрузки. Значение удельного эффективного расхода топлива при нагрузке 25% ниже на 13%, при нагрузке 50% выше примерно на 15%, далее выше не более чем на 5%.

Результаты проведенных испытаний хорошо коррелируются с результатами, полученными ранее в «НАМИ», и опубликованными зарубежными исследователями [1-2]. Исходя из этого можно сделать вывод, что при использовании В100 и оптимизации топливоподачи по количеству впрыскиваемого топлива и моменту впрыскивания можно добиться обеспечения мощности и крутящего момента таких же, как при работе на дизельном топливе при снижении выбросов оксидов азота в среднем на 20%, дымности на 20...50%.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] H. Yun, M. Sellnau, N. Milovanovic and S. Zykch Development of Premixed Low-Temperature Diesel Combustion in a HSDI Diesel Engine. SAE Technical Paper, 2008. 2008-01-0639. 17pp.
- [2] Desantes. J. M., Arrègle J., Ruiz S. Characterisation of the Injection-Combustion Process in a D.I. Diesel Engine Running with Rape Oil Methyl Ester. SAE Technical Paper, 1999. №1999-01-1497. 8pp.
- [3] Козлов А.В., Теренченко А.С. Анализ процесса сгорания и образования оксидов азота при работе дизеля на дизельном и биодизельном топливах. Производство энергии и биотоплив второго поколения из пищевой биомассы. Сб.науч. тр. НАМИ. 2010. С.87-99.
- [4] Кутенев В.Ф., Козлов А.В., Лукшо В.А., Теренченко А.С. Экспериментальные исследования дизеля ЯМЗ-236НЕ при работе на смесевом В20 и чистом В100 биодизельных топливах. Журнал автомобильных инженеров. 2009. №6. С.20-23.

КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Зуев Н.С.: nikita.zuev@nami.ru

Optimization of diesel engine performance operating on biodiesel fuel

A.S. Terenchenko, A.V. Kozlov, N.S. Zuev
NAMI Russian State Scientific Research Center

Оптимизация состава смесевых биотоплив

Марков В.А., Лобода С.С., Бирюков В.В., Блинов А.С.

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия

Девянин С.Н.

РГАУ-МСХА им. К.А. Тимирязева, Россия

ВВЕДЕНИЕ

Биотоплива находят все более широкое применение на транспорте, в сельском хозяйстве, в стационарных энергетических установках. Среди топлив растительного происхождения наибольшее практическое использование для автомобильных дизелей нашло биодизельное топливо – сложные эфиры растительных масел. В условиях России в качестве перспективного сырья для производства этих топлив рассматриваются рапсовое и подсолнечные масла. Целесообразным представляется использование в качестве моторного топлива смесей нефтяного дизельного топлива (ДТ) с метиловым эфиром рапсового масла (МЭРМ) и метиловым эфиром подсолнечного масла.

Для оценки показателей топливной экономичности и токсичности отработавших газов (ОГ) дизеля типа Д-245.12С (4 ЧН 11/12,5), работающего на этих смесях, проведены его испытания. При испытаниях исследовались ДТ марки «Л» по ГОСТ 305-82, смеси ДТ с МЭРМ с содержанием эфира от 0 до 60% и смеси ДТ с МЭПМ с содержанием эфира от 0 до 40% (указано объемное содержание компонентов). Дизель испытывался на режимах внешней скоростной характеристики (ВСХ) на режимах 13-режимного испытательного цикла ECE R49. По полученным характеристикам содержания в ОГ нормируемых токсичных компонентов (оксиды азота NO_x , монооксид углерода CO , несгоревшие углеводороды CH_x) с использованием общепринятых методик рассчитаны их интегральные удельные массовые выбросы на режимах 13-режимного цикла (соответственно e_{NO_x} , e_{CO} , e_{CH_x}). Полученные данные подтверждают возможность заметного улучшения экологических показателей дизеля типа Д-245.12С при его переводе на указанные смеси, но наилучшие показатели токсичности ОГ могут быть достигнуты при оптимизации состава указанных смесевых биотоплив.

МЕТОДИКА ОПТИМИЗАЦИИ СОСТАВА СМЕСЕВОГО БИОТОПЛИВА

Задача выбора оптимального состава смесевых биотоплив является многокритериальной задачей оптимизации. Для ее решения использован метод свертки, при котором обобщенный критерий оптимальности формируется в виде суммы частных критериев, характеризующих токсичность ОГ. Поскольку наиболее значимыми экологическими показателями дизелей являются выбросы оксидов азота и сажи при решении оптимизационной задачи использован обобщенный критерий J_o , определяемый в виде суммы частных критериев, характеризующих концентрацию в ОГ оксидов азота J_{NO_x} и дымность ОГ по шкале Хартриджа J_{Kx} . При оптимизации состава смесевых топлив в первую очередь целесообразно учитывать принятые основные показатели токсичности ОГ на двух основных режимах – максимальной мощности N_{max} и максимального крутящего момента M_{max} . Тогда выражение для обобщенного критерия J_o принимает вид

$$J_o = J_{\text{NO}_x N_{\text{max}}} + J_{\text{NO}_x M_{\text{max}}} + J_{Kx N_{\text{max}}} + J_{Kx M_{\text{max}}}$$

где $J_{\text{NO}_x N_{\text{max}}}$, $J_{\text{NO}_x M_{\text{max}}}$, $J_{Kx N_{\text{max}}}$, $J_{Kx M_{\text{max}}}$ – принятые частные критерии оптимальности (концентрация в ОГ оксидов азота и дымность ОГ по шкале Хартриджа). Поскольку в выражение (1) входят критерии, характеризующие концентрация в ОГ оксидов азота CNO_x и дымность ОГ по шкале Хартриджа K_x , имеющие различную размерность, целесообразно их использование в относительных величинах – в виде отношений этих параметров при работе на смесевом биотопливе i -го состава и на нефтяном ДТ. Обобщенный критерий оптимальности использован также в относительном виде $\bar{J}_o = J_{oi} / J_{o\text{ДТ}}$.

Проведенные расчеты показали, что с увеличением содержания МЭРМ ($C_{МЭРМ}$) и МЭПМ ($C_{МЭПМ}$) в смесях с нефтяным ДТ обобщенный критерий оптимальности \bar{J}_o монотонно уменьшается (при работе на нефтяном ДТ он равен единице). Наилучшие результаты достигнуты при использовании смесей 40%ДТ+60%МЭРМ ($\bar{J}_o=0,747$) и 60%ДТ+40%МЭПМ ($\bar{J}_o=0,738$). Перевод дизеля Д-245.12С с нефтяного ДТ на смесь 40 % ДТ и 60 % МЭРМ на режиме максимальной мощности сопровождался снижением дымности ОГ K_x от 18,0 до 7,0 % по шкале Хартриджа, а на режиме максимального крутящего момента – от 21,0 до 8,5 % по той же шкале. При этом интегральный на режимах 13-режимного цикла удельный массовый выброс оксидов азота e_{NOx} возрос с 7,286 до 7,759 г/(кВт•ч), удельный выброс монооксида углерода e_{CO} снизился с 2,834 до 1,932 г/(кВт•ч), а удельный выброс несгоревших углеводородов e_{CHx} уменьшился с 0,713 до 0,681 г/(кВт•ч). Перевод дизеля с нефтяного ДТ на смесь 60 % ДТ и 40 % МЭПМ на режиме максимальной мощности привел к снижению дымности ОГ K_x от 15,0 до 6,0 % по шкале Хартриджа, а на режиме максимального крутящего момента – от 36,0 до 25,0 % по той же шкале. При этом интегральный на режимах 13-режимного цикла удельный массовый выброс оксидов азота e_{NOx} снизился с 5,949 до 5,742 г/(кВт•ч), выброс монооксида углерода e_{CO} – с 2,782 до 1,949 г/(кВт•ч), а выброс несгоревших углеводородов e_{CHx} – от 1,006 до 0,784 г/(кВт•ч).

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

- Полученные результаты оптимизации подтверждает близкие экологические качества смесей ДТ с МЭРМ и МЭПМ. По мере увеличения содержания исследуемых метиловых эфиров в смесях с нефтяным ДТ уменьшение значений обобщенного критерия оптимальности \bar{J}_o наиболее заметно при небольших концентрациях $C_{МЭРМ}$ и $C_{МЭПМ}$, т.е. даже небольшая добавка МЭРМ и МЭПМ в нефтяное ДТ значительно улучшает показатели токсичности ОГ исследуемого дизеля.

- Проведенные оптимизационные расчеты и близость характеристик $\bar{J}_o = f(C_{МЭРМ})$ и $\bar{J}_o = f(C_{МЭПМ})$ подтвердили эффективность использования разработанной методики оптимизации состава смесевых топлив. Она может быть использована не только для оптимизации состава смесей нефтяного ДТ с МЭРМ и МЭПМ, но и для смесей ДТ с растительными маслами, другими эфирами, прочих смесевых топлив.

- В целом проведенные исследования подтвердили возможность эффективного использования смесей нефтяного ДТ с МЭРМ и МЭПМ в качестве топлива для дизелей.

КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Марков В.А.: vladimir.markov58@yandex.ru

Optimization of Composition of Mixed Biofuels

V.A. Markov, S.S. Loboda S.S., Biryukov V.V., Blinov A.S.

Bauman MSTU, Russia

S.N. Devyanin

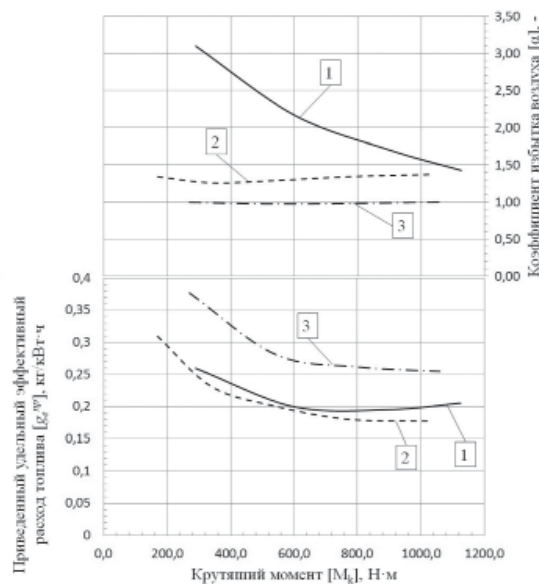
RGAU-MSKhA named after K.A. Timiryazev, Russia

Оценка энергоэффективности двигателей внутреннего сгорания при использовании природного газа в качестве топлива

д.т.н. Козлов А.В., к.т.н. Теренченко А.С., Миренкова Е.А., Ветошников А.Г.
ФГУП «НАМИ», 125438, Россия, Москва, Автомоторная улица, 2

Во всем мире активно проводится реализация мер, направленных на эффективное использование топливно-энергетических ресурсов и снижение выбросов парниковых газов. Использование альтернативных топлив, в первую очередь, сжатого природного газа (ПГ), является важным фактором в определении перспектив повышения энергоэффективности двигателей внутреннего сгорания. Природный газ является наиболее перспективным доступным альтернативным топливом для автотранспорта с точки зрения создания альтернативы жидким топливам нефтяного происхождения, причем на единицу полученной тепловой энергии при сжигании ПГ выделяется на 23% меньше CO_2 , чем при сжигании дизельного топлива (ДТ). Поэтому основной целью работы является оценить энергоэффективность ДВС, использующих в качестве топлива природный газ. Объект испытаний - V-образный дизель, $i=6$, $V_d=11$ л., $\epsilon=17,5$, $N_e=200$ кВт при 1900 мин⁻¹, $M_k=1120$ Нм при $1100-1500$ мин⁻¹, с установленной дополнительной газовой системой питания и системой управления, обеспечивающей работу по газодизельному циклу. Также для сравнения использовались данные испытаний дизеля, конвертированного для работы на ПГ по циклу Отто. Методикой проведения испытаний предусматривалось определение регулировочных характеристик двигателя по составу топливно-воздушной смеси, по углу опережения впрыска, по величине запальной дозы с оценкой мощностных, экономических и экологических показателей. Было проведено индицирование внутрицилиндровых процессов двигателя.

В ходе испытаний было установлено, что наилучшая энергоэффективность газодизельного процесса с минимальными значениями удельного эффективного расхода топлива и выбросов HC и CO достигается при коэффициенте избытка воздуха равном 1,35 — 1,5, который поддерживается на всех режимах работы двигателя. Изменение цикловой подачи запального дизельного топлива незначительно влияет на эффективность работы газодизеля. Для увеличения степени замещения жидких топлив газообразными, принято значение величины запальной дозы 5-10% от максимальной подачи топлива. На рисунке 1 приведено сравнение приведенного удельного расхода топлива по нагрузочной характеристике для газодизельного, дизельного и газового двигателей на характерном режиме работы (при частоте вращения 1200 мин⁻¹), где приведенный удельный расход топлива $g_{\text{спр}}$ – это удельный расход топлив ДТ и ПГ, приведенный к теплоте сгорания ДТ.



($n=1200$ мин⁻¹, 1 – Дизель, 2 – Газодизель, 3 – Газовый двигатель)

Рисунок 1 - Сравнение приведенного удельного расхода топлива по нагрузочной характеристике для газодизельного, дизельного и газового двигателей

Результаты проведенных экспериментальных исследований говорят о том, что использование оптимальных алгоритмов управления рабочим процессом газодизеля обеспечивает улучшение топливно-экономических показателей двигателя на 5-10% на отдельных режимах (на малых и средних нагрузках) по сравнению с дизелем и примерно на 20% по сравнению с газовым двигателем, работающем по циклу Отто, также в значительной степени снижаются выбросы твердых частиц и оксидов азота. С другой стороны, работа в газодизельном режиме сопровождается существенным увеличением выбросов СО и НС относительно дизельной версии двигателя.

Оценка энергоэффективности произведена для трех вариантов силовых установок: дизель, газовый двигатель и газодизель. В расчете в качестве транспортного средства принят грузовой автомобиль полной массой 23300 кг с двигателем ЯМЗ-6566. Для проведения расчетов была использована разработанная во ФГУП «НАМИ» комплексная методика технико-экономической и экологической оценки перспектив использования альтернативных видов топлива на автомобильном транспорте в полном жизненном цикле от добычи сырья до их использования при эксплуатации автотранспорта и его утилизации, которая учитывает потребление природных ресурсов, энергии, выбросы вредных веществ и ущерб окружающей среде от их негативного воздействия, а также денежные затраты на осуществление жизненного цикла альтернативных топлив и силовых установок.

Результаты расчетов по расходу ресурсов и по выбросам парниковых газов показали, что за полный жизненный цикл выброс парниковых газов от силовой установки, работающей по газодизельному циклу, меньше на 15,8% по сравнению с установкой, работающей на природном газе и на 22,5% - по сравнению с дизелем.

В результате анализа экономической эффективности газодизеля, дизеля и газового двигателя, работающего по циклу Отто, установлено, что применение природного газа в качестве основного топлива позволяет уменьшить затраты на реализацию полного жизненного цикла почти в 1,6-1,8 раза и основная доля затрат приходится на стадию эксплуатации – около 90%.

Таким образом, полученные результаты позволяют рассматривать двигатель, работающий по газодизельному циклу на природном газе с запальной порцией дизельного топлива, в качестве наиболее перспективного решения в плане улучшения топливной экономичности, снижения выбросов парниковых газов и снижения затрат на реализацию полного жизненного цикла.

Assessment of energy efficiency of the internal combustion engines using natural gas as a fuel

Kozlov A.V., Terenchenko A.S., Mirenkova E.A., Vetoshnikov A.G.
FSUE «НАМИ», Avtomotornaya Street, 2, Moscow, Russia, 125438

Улучшение показателей роторно-поршневого двигателя Ванкеля за счет фазированной подачи водорода

Федянов Е.А., Левин Ю.В., Захаров Е.А., Алексейчук В.А.
ВолгГТУ, Россия

ВВЕДЕНИЕ

Представлены результаты экспериментальных исследований рабочего процесса роторно-поршневого двигателя Ванкеля ВАЗ-311 с фазированной подачей добавки водорода. В результате изменения момента подачи водорода на такте впуска можно повысить топливную экономичность и улучшить экологические показатели роторно-поршневого двигателя.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

Роторно-поршневые двигатели (РПД) Ванкеля имеют меньшие габаритные размеры и массу по сравнению с поршневыми двигателями внутреннего сгорания и, как следствие, обладают большей удельной мощностью, что позволяет рассматривать данный тип двигателя в качестве силовой установки для легкомоторной авиации, маломерных судов и наземных транспортных средств. Однако РПД Ванкеля обладают несколько большим расходом топлива и повышенным содержанием несгоревших углеводородов (C_xH_y) в отработавших газах. Причиной указанных недостатков является неполное сгорание топливовоздушной смеси вблизи задней по ходу вращения вершины ротора в результате направленного движения заряда, обусловленное вращением ротора. Уменьшить недогорание смеси в РПД можно за счет использования добавок свободного водорода к основному топливу [1, 2].

Особенности конфигурации камеры сгорания и направленного движения заряда в РПД Ванкеля позволяют осуществить расслоение топливовоздушного заряда за счет фазированной подачи водорода и бензина на такте впуска. Подачу водорода при этом необходимо осуществлять таким образом, чтобы топливовоздушная смесь, обогащенная водородом, располагалась преимущественно в зоне, прилегающей к задней вершине ротора, где изначально и происходит неполное сгорание топливовоздушной смеси.

С целью определения оптимального момента подачи водорода на такте впуска были проведены экспериментальные исследования на односекционном РПД Ванкеля ВАЗ-311. с рабочим объемом 649 см^3 и степенью сжатия 9,3. РПД ВАЗ-311 был установлен на испытательном стенде, оснащенный комплексом необходимой измерительной аппаратурой. При этом подача водорода, как и подача бензина, осуществлялась с помощью форсунок, установленных во впускном коллекторе РПД. Система управления впрыскиванием позволяла в широких пределах варьировать моментами начала и длительностью впрыскивания обеих форсунок. Топливоздушная смесь в камеру сгорания подавалась стехиометрического состава, величина массовой добавки водорода при этом составляла 2%. Момент подачи и длительность открытия бензиновой форсунки не менялся.

Испытания проводились на осредненном режиме для городского испытательного цикла: $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$, $p_c = 0,2 \text{ МПа}$. Момент опережения зажигания для лидирующей свечи «L» составлял 26 град. по углу поворота эксцентрикового вала (ПЭВ) до ВМТ, для дожигающей свечи «Т» – 30 град. ПЭВ до ВМТ. Проводилась запись давления в камере сгорания РПД с помощью пьезоэлектрического датчика фирмы «Kistler» (тип 6118В), встроенного в свечу зажигания «L», и импульсов с водородной форсунки и датчика положения ВМТ.

В таблице 1 приведены результаты испытаний с расслоением топливовоздушного заряда. В каждом опыте изменялся момент начала подачи водорода (Ψ_1) относительно начала открытия

впускного окна рабочей кромкой ротора по углу ПЭВ. Запись сигналов с водородной форсунки и датчика ВМТ позволила определить момент начала подачи водорода по углу ПЭВ относительно ВМТ (Ψ_2) для соседней рабочей камеры по ходу вращения ротора.

Таблица 1 – Результаты испытаний с расслоением заряда

Ψ_1 ° ПЭВ от начала впуска	Ψ_2 ° ПЭВ до ВМТ	$C_x H_y$, млн ⁻¹	CO, %	g_e , г/(кВт·ч)
45	105	500	0,4	526,9
63	87	484	0,38	524,4
80	70	452	0,33	514,7
97	53	419	0,28	504,8
113	37	422	0,32	517,1
129	21	460	0,35	529,1

Из таблицы 1 видно, что изменение момента подачи водорода позволяет не только улучшить экологические характеристики РПД, но и повысить топливную экономичность.

Оптимальным моментом подачи водорода по углу поворота эксцентрикового вала для режима осредненного городского ездового цикла является 97° после начала такта впуска, что соответствует 53° ПЭВ до ВМТ для соседней камеры. Величина эффективного удельного расхода при этом уменьшилась на 4,2 %, а количество несгоревших углеводородов с отработавшими газами сократилось на 16,2 %.

При подаче водорода и бензина следует учитывать транспортную задержку от форсунок до кромки впускного окна РПД. Момент поступления водорода в рабочую камеру РПД через впускное окно смещается ещё ближе к ВМТ. В этом случае начало попадания топливовоздушной смеси, обогащенной водородом, в рабочую камеру РПД совпадает с моментом подачи искры на дожигающую свечу зажигания «Т» в соседней, по ходу вращения ротора, камере.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Фазированная подача водорода на такте впуска позволяет при сохранении положительного эффекта уменьшить расход водорода, что важно в связи со сложностью генерации и хранения большого количества водорода на борту мобильных машин.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] An experimental investigation of hydrogen-enriched gasoline in a Wankel rotary engine. / Amrouche F, Erickson P, Park J, Varnhagen S. International journal of hydrogen energy. 2014; 39 – p. 8525 – 8534.
- [2] Теоретическое исследование процесса сгорания в роторно-поршневых двигателях Ванкеля с добавкамиводорода/Е.А.Федянов,Ю.В.Левин,Е.А.Захаров,Е.М.Иткис//Двигателестроение. – 2014. – № 4. – С. 16 – 18.

Improvements of indicators of rotary-piston Wankel engine due to phased hydrogen supply

Fedyanov E. A., Levin Y. V., Zakharov E. A., Alekseichuk V. A.
VSTU, Russia

Применение динамических моделей поршневых двигателей внутреннего сгорания для решения комплексных задач

Агуреев И.Е., Елагин М.Ю., Хмелев Р.Н., Волков А.И.

Тульский государственный университет, Россия

Современный этап теоретических исследований поршневых двигателей внутреннего сгорания (ПДВС) характеризуется большим разнообразием применяемых математических моделей, способность которых описывать динамические явления постоянно возрастает. Такие модели разрабатываются коллективами ученых МГТУ им. Н.Э. Баумана, РУДН, ТОГУ, УГАТУ, а также других ВУЗов и организаций.

В данной работе рассматривается математический аппарат, обеспечивающий анализ функционирования ПДВС во времени как единой динамической системы, исследование сложных явлений, присущих поршневым двигателям, а также определение параметров двигателя на стадии проектирования. Подход базируется на иерархической системе динамических моделей ПДВС, обеспечивающих рациональное сочетание сложности и полноты описания взаимосвязанных механических, термодинамических, газодинамических и гидродинамических процессов, с возможностью выбора инженером-исследователем моделей требуемого уровня.

Базовой моделью ПДВС (моделью низшего уровня сложности) является разработанная в рамках тепломеханики [1-3] фазово-функциональная динамическая модель, отражающая основные особенности двигателя как системы преобразующей энергию во времени.

Помимо экономичной базовой динамической модели, которая применяется на начальных этапах анализа процесса функционирования ПДВС, были разработаны высокоуровневые динамические модели ПДВС, которые используются для решения частных задач, связанных с кардинально влияющими на работу двигателя процессами (системами).

Высокоуровневые динамические модели предназначены для исследования и расчета пространственных газо- и гидродинамических процессов, системы топливоподачи, системы автоматического регулирования частоты вращения, неуровновешенности и колебаний двигателя на подвеске, динамических явлений в системе «Автомобильный двигатель-Нагрузка». Модели были апробированы в процессе расчетов двигателей ТМЗ-450Д, ВАЗ-2106, ВАЗ-2111, ЗМЗ-406 и др.

Более чем двадцатилетний опыт применения данных моделей позволяет сделать следующие выводы:

- 1) Иерархическая система динамических моделей на более высоком уровне описывает переходные режимы работы ПДВС как системы «в целом» по сравнению с существующими квазидинамическими моделями за счет полного учета внутрициклового и межциклового изменения показателей работы двигателя.
- 2) Динамические модели позволяют в полном объеме выполнять расчеты как статических, так и динамических характеристик ПДВС.
- 3) Динамические модели могут успешно применяться при проекторочных расчетах ПДВС [4]. В частности, по результатам вычислительных экспериментов на динамических моделях выработаны рекомендации по повышению эффективности функционирования дизеля ТМЗ-450Д в составе с электроагрегатом. При этом рациональный выбор параметров газоздушного тракта и системы газообмена позволяет увеличить крутящий момент и мощность дизеля на 7,5 %; выбор параметров системы автоматического регулирования частоты вращения позволяет уменьшить наклон регуляторной ветви с $\delta = 5,07\%$ до $\delta = 4,80\%$, а время переходного

процесса – с $\tau = 1,1$ с до $\tau = 0,44$ с. Для двигателя ВАЗ-2111 выработаны и подтверждены экспериментально практические рекомендации по модернизации впускной системы. При этом было получено снижение межцилиндровой неравномерности по мощности и среднему индикаторному давлению на частоте 2000 об/мин на 21 %, на частоте 5000 об/мин на 16 %, мощностные характеристики двигателя улучшились на 6-8 %.

4) Использование предложенных динамических моделей позволяет рассматривать ПДВС как нелинейную диссипативную термомеханическую систему, для которой в полной мере применим аппарат нелинейной динамики. Нелинейная динамика становится теоретической основой для исследования сложных явлений, присущих ПДВС [3]. Среди них отметим следующие:

- возможность существования одновременно нескольких направлений развития переходных процессов;
- бифуркационный характер зависимости динамических (фазовых) переменных от параметров конструкции, свойств рабочих тел и т.д;
- существование сложных стационарных режимов, которые описываются не единственной, повторяющейся из цикла в цикл индикаторной диаграммой, а являются по сути нерегулярным (хаотическим) режимом;
- способность к генерации упорядоченных (диссипативных) структур на самых различных уровнях описания.

Динамические модели имеют перспективы дальнейшего развития и являются эффективным инструментом оптимизационных расчетов поршневых двигателей на установившихся и переходных режимах, что подтверждается практическим опытом их применения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Елагин М.Ю. Термодинамика открытых систем: монография. – Тула: Изд-во ТулГУ, 2013. 400 с.
- [2] Малиованов М.В. Динамическая теория ДВС (целесообразность создания и этапы разработки) // Изв. ТулГУ, Сер. «Автомобильный транспорт». Тула: Изд-во ТулГУ, 1998. Вып. 2. С. 189–196.
- [3] Агуреев И.Е. Нелинейные динамические модели поршневых двигателей внутреннего сгорания: Синергетический подход к построению и анализу: монография. Тула: Изд-во ТулГУ, 2001. 224 с.
- [4] Малиованов М.В., Хмелев Р.Н. Разработка методики проектировочных расчетов поршневых двигателей внутреннего сгорания // Материалы МНПК «Модернизация и научные исследования в транспортном комплексе», Том 1. Пермь, ПНИПУ, 2012. С. 290–293.

КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Агуреев И.Е.: agureev-igor@yandex.ru

The usage of piston internal combustion engines dynamic models to complex problems

Agureev I.E., Elagin M.U., Khmelev R.N., Volkov A.I.
Tula state University, Russia

Линейные свободнопоршневые и новые критические технологии поршневых двигателей

Локтионов Ю. В., Мягков Л.Л., Оболонный И.В., Сячинов А.В.
МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия

ВВЕДЕНИЕ

Линейные агрегаты со свободнопоршневыми двигателями (СПД) снова выходят в перечень ключевых или критических технологий с мощным потенциалом изменения качества и образа жизни людей, создания видов гражданской и специальной продукции с новыми качествами, недоступными для других технологий. С отработкой современной технологической базы новое воплощение поршневых тепловых машин, работающих по циклу Стирлинга (или двигателей с внешним подводом теплоты - ДВПТ) обретает потенциал развития, способный существенно изменить структуру мирового рынка энерготехники уже в ближайшие годы.

УРОВЕНЬ РАЗВИТИЯ ТЕХНОЛОГИИ

Современный уровень технологии линейных агрегатов (ЛЭА) на базе СПД работающих по циклу Стирлинга (СПДС) сформирован разработками для нового поколения систем питания аппаратуры исследования дальнего космоса. Комплекс наземных испытаний образцов новой техники (более миллиона часов общей наработки, более 120 тыс.ч на образец) выполнен центрами NASA (GRC и MFC). Выпуск СПДС подготовлен кооперацией фирм Lockheed Martin, Sunpower Inc., Infinia Inc. [1 - 5]. ЛЭА обеспечивают многолетний срок службы (до 20 лет и более), рекордно высокую эффективность (более 40% абсолютно и относительно цикла Карно более 50%), простоту эксплуатации и интеграции в бортовые энергосистемы.

ОТЕЧЕСТВЕННЫЙ ЗАДЕЛ ПО ТЕХНОЛОГИЯМ

Кафедра поршневых двигателей МГТУ им. Н.Э.Баумана сегодня - единственная инженерная школа России, способная быстро воссоздать на новом технологическом уровне задел на базе опыта прошлых работ и подготовить вместе с ведущими отраслевыми вузами МФТИ, МАИ, ОИАТЭ НУЯИ-МИФИ, требуемое число уникальных инженеров нужной специализации. Разработки по линейным генераторам (ЛГ) велись выпускниками кафедры в Минобщемаше СССР (импульсные источники питания) и по ЛЭА и СПДС в Минсредмаше СССР в ГНЦ РФ ФЭИ (г. Обнинск) - отраслевые программы по солнечной и космической энерготехнике [6 - 10]. Макетные образцы ЛГ, ЛЭА, испытательные стенды кафедры показаны на рисунке.

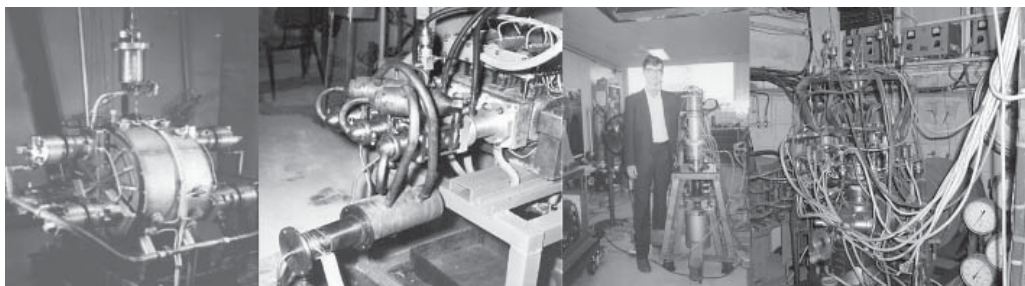


Рисунок 1 – Отечественные макетные образцы и испытательные стенды (ЛГ, ЛЭА, ДВПТ)

Ключевыми элементами для технологий ЛЭА с СПДС являются: бесконтактные газовые уплотнения; высоко эффективные и компактные линейные машины/ЛГ на постоянных магнитах; резонансные пружины поршней / газовые пружины с унификацией ряда диаметров цилиндров для семейства моделей. Технология ЛЭА с СПДС относится к критически важным направлениям, поскольку другие виды техники не способны обеспечить комплекса конкурентных преимуществ по показателям долговечности, надежности, эффективности, простоты использования. Применение технологии тепловых труб сложной пространственной геометрии с регулируемой теплопередачей обеспечивает максимальную компактность и надежность оборудования, корректировку характеристик переходных процессов. МГТУ им. Н.Э.Баумана и ФГУП «ЦАГИ» выступают с инициативой восстановления отечественных заделов по технологиям ЛЭА, ЛГ, СПДС и СПД.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Для восстановления задела по технологиям для перспективных авиационно-космических аппаратов нужна современная экспериментальная и производственная базы с координацией работ партнёров по ключевым технологиям теплообмена и теплофизики (тепловые трубы, жидкометаллические теплоносители, безфакельное горение). Наибольшие затраты на восстановление задела будут по испытаниям элементной базы на надежность и ресурс.

ОТЕЧЕСТВЕННЫЙ ЗАДЕЛ ПО ТЕХНОЛОГИЯМ

Кафедра поршневых двигателей МГТУ им. Н.Э.Баумана сегодня – единственная инженерная школа России, способная быстро воссоздать на новом технологическом уровне задел на базе опыта прошлых работ и подготовить вместе с ведущими отраслевыми вузами МФТИ, МАИ, ОИАТЭ НУЯИ-МИФИ, требуемое число уникальных инженеров нужной специализации. Разработки по линейным генераторам (ЛГ) велись выпускниками кафедры в Минобщесредмаши СССР (импульсные источники питания) и по ЛЭА и СПДС в Минсредмаши СССР в ГНЦРФЭИ (г. Обнинск) – отраслевые программы по солнечной и космической энерготехнике [6 - 10]. Макетные образцы ЛГ, ЛЭА, испытательные стенды кафедры показаны на рисунке.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Lewandowski E. Testing of the Advanced Stirling Radioisotope Generator Engineering Unit at NASA Glenn Research Center/ E.J.Lewandowski // NASA-TM-217854, 2013. – 22 p.
- [2] Schreiber J.G. GRC Supporting Technology for NASA's Advanced Stirling Radioisotope Generator (ASRG) / J.G.Schreiber // NASA-TM-215196, 2008. – 18 p.
- [3] Oriti S.M. Performance Measurement of Advanced Stirling Convertors (ASC-E3) / S.M.Oriti // NASA-TM-216564, 2013. – 10 p.
- [4] Surampudi S. Overview of the Space Power Conversion and Energy Storage Technologies/ S.Surampudi // NASA-Jet Propulsion Laboratory, Pasadena, 2011. – 45 p.
- [5] Performance Characterization of Sunpower Free-Piston Stirling Engines // 3rd International Energy Conversion Engineering Conference, 15-18 August 2005, San Francisco, CA, 2005. – 6 p.
- [6] Локтионов Ю.В. Конверсионный потенциал аэрокосмических технологий энерготехники для инновационного развития инженерной и транспортной инфраструктуры в Арктике / Ю.В.Локтионов, Л.Л.Мягков // ТРАНСПОРТ И ЛОГИСТИКА В АРКТИКЕ: Сборник трудов №19, -М.: Международная академия транспорта, 2016. с. 126-130.
- [7] Теплообменники с жидкометаллическим теплоносителем в двигателях Стирлинга. Аналитический обзор. ФЭИ-О235/И.В.Гоннов, Н.И.Логинов, Ю.В.Локтионов, С.П.Столяров, Б.А.Чулков. -М.: ЦНИИАтоминформ, 1989. - 46 с.
- [8] Gromov B. IPPE's Stirling Engine Activities and Efforts / B.Gromov, M.Ivanovsky, Y.Loktionov // 7th International Stirling Engine Conference, 1995. -Tokyo:Waseda University, JP, 1995. - 4 p.
- [9] Loktionov Y. Stirling Engine Application Program in Russia / Y.V.Loktionov // 7th International Stirling Engine Conference, 1995. - Tokyo:Waseda University, JP, 1995. - 5 p.
- [10] Stein W. A Compendium of Solar Dish/Stirling Technology / W.B.Stein, R.B.Diver // SAND 93-7026 UC-236, January 1994. - 114 p.

КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Локтионов Ю.В.: scy@yamal.net

TLinear Free-Piston Units and New Critically Technologies for Piston Engines

Loktionov Y.V., Myagkov L.L., Obolonny I.V., Syachinov A.V.
Bauman MSTU, Russia

МГТУ им. Н.Э. Баумана

Разработка демонстратора авиационного роторно-поршневого двигателя в классе мощности 100 л.с.

Минин В.П., Костюченков А.Н., Замышляев В.А.
ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова», Россия

ВВЕДЕНИЕ

Одним из основных достоинств роторно-поршневых двигателей (РПД) выполненных по схеме Ф.Ванкеля, является малый удельный вес, кроме того РПД обладают низкими вибрационными характеристиками. Благодаря этому РПД, все более часто, используется на пилотируемых и беспилотных летательных аппаратах (ЛА). За рубежом, в составе силовых установок малоразмерных ЛА широко применяются РПД серийно выпускаемые такими фирмами, как: Aixo – Германия, Wankel AG – Германия, Austro Engine – Австрия, Lycoming – США.

ТЕЗИСЫ

В ЦИАМ ведутся работы с целью создания научно-технического задела по авиационным РПД. За последние годы, разработана концепция создания семейства двигателей мощностью от 50 до 300 л.с. на базе унифицированных модулей и узлов. На данный момент разработаны современные методики расчета рабочего процесса, кинематики и динамики, прочности основных деталей и пр. Проведенные ранее расчетные исследования позволили создать демонстратор авиационного роторно-поршневого двигателя мощностью 100 л.с. и провести его испытания на стенде У-336 ЦИАМ.

РПД 100 – односекционный, роторно-поршневой двигатель смешанного охлаждения с электронной системой управления.

Основные характеристики РПД 100:

– Мощность при 6500 об/мин, л.с.	100
– Рабочий объем, см ³	654
– Расход топлива, г/л.с.ч.	210
– Масса, кг	54

Испытания односекционного РПД-демонстратора мощностью 100 л.с. позволят проверять разработанные методики и готовить экспериментальную базу для дальнейших разработок. Для обеспечения работоспособности опытного образца РПД-демонстратора при проведении экспериментальных исследований, был разработан и создан ряд систем: смазки, охлаждения, управления, топливоподдачи и зажигания. Кроме того, были проведены проектные работы для установки двигателя на стенде.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проведение испытаний и отработка расчетно-экспериментальных методик позволят в дальнейшем создать семейство многосекционных роторно-поршневых двигателей мощностью до 300 л.с. для перспективных пилотируемых и беспилотных ЛА.

КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Минин В.П., vpmimin@gmail.com, 8-925-022-35-64

Development of the aircraft rotary-piston engine-demonstrator in a class of 100 hp

Minin V.P., Kostyuchenkov A.N., Zamyshlyayev V.A.
CIAM, Russia

Верификация расчётной модели термоэлектрического генератора, его влияние на расход топлива ДВС

Онищенко Д.О., Сафонов Р.А., Арутюнян Г.А.
МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия

Идея утилизации отработавших газов давно имеет место в мировом автомобилестроении. Одним из вариантов её преобразования в электрическую энергию – применение термоэлектрического генератора. В настоящее время ведется большое количество работ, посвящённых использованию термоэлектродгенераторов для рекуперации тепловых потерь ДВС. Потери теплоты в отработавшие газы составляют до 41 % полной мощности двигателя. Установка ТЭГ позволяет утилизировать часть тепловых потерь. Электричество, вырабатываемое ТЭГ, затем возможно использоваться для питания бортовой сети, уменьшая нагрузку на штатный генератор, тем самым повышаются как мощностные показатели двигателя, так и уменьшается расход топлива.

В данной работе проведено математическое моделирование термоэлектрического генератора с помощью аналитической расчетной модели, которая позволяет оценить основные выходные параметры термоэлектрического генератора. Затем проведено сравнительное математическое моделирование различных конструкций с помощью программного комплекса для расчетов методом конечных объемов Flow Simulation. Исходные данные для моделирования берутся из аналитического расчета двигателя ВАЗ 21127. На рисунках 1, 2, 3 – приведены эпюры распределения температур на поверхности, в продольном сечении ТЭГ и давления по всей длине ТЭГ.

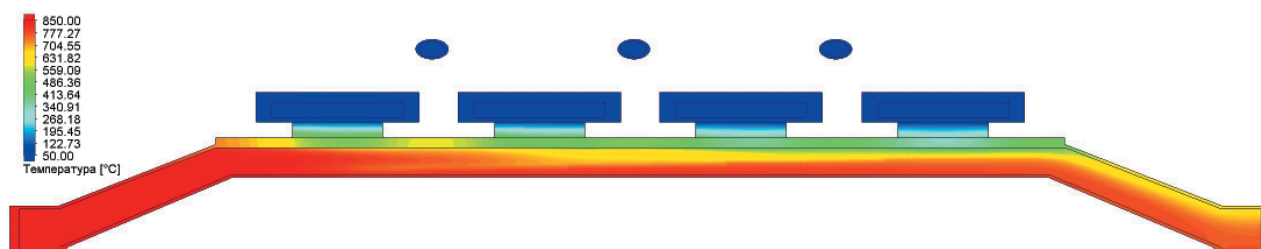


Рисунок 1– Распределение температур в продольном сечении.

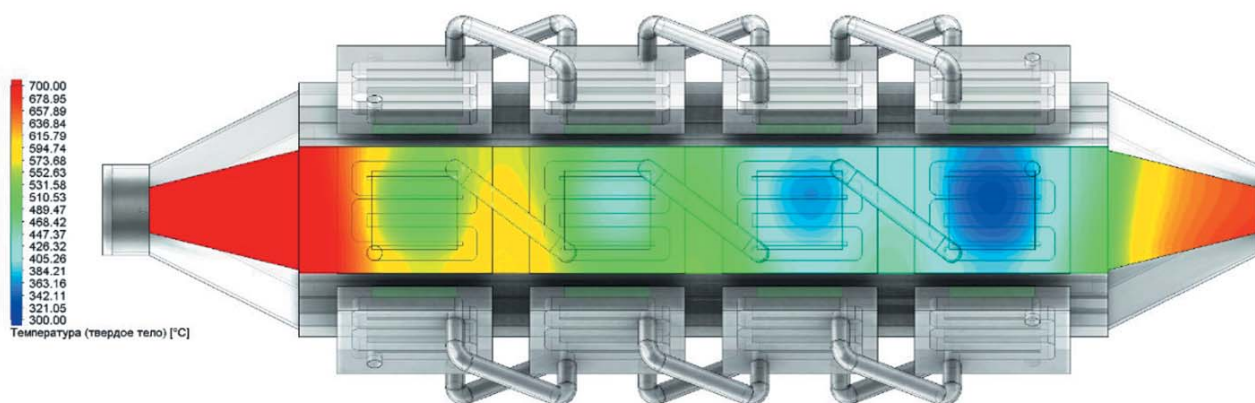


Рисунок 2 – Распределение температур на поверхности.

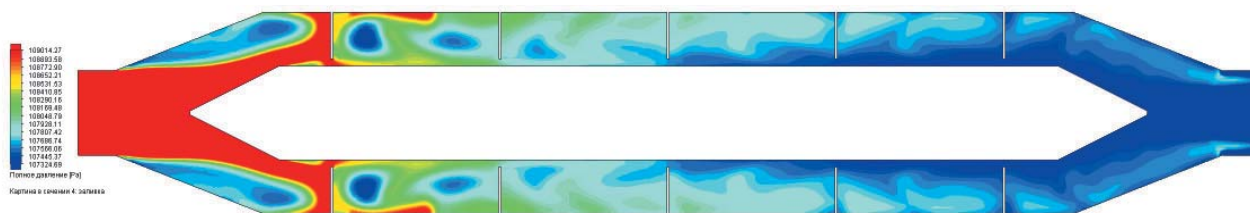


Рисунок 3– Распределение давления по длине термоэлектрогенератора

Для верификации расчётной модели было проведено ряд экспериментов, с использованием двигателя ВАЗ 21127 и нагрузочного стенда Super Flow для имитации нагрузки на двигатель (рис.4).



Рисунок 4 – Испытательный стенд.

По результатам работы делаются следующие выводы:

- Получена математическая модель ТЭГ и определены механизмы расчёта методом конечных объёмов;
- Осуществлена верификация модели с помощью нагрузочного стенда Super Flow и системы сбора данных – National Instruments;
- Получены данные влияния ТЭГ на расход топлива двигателя и произведена оценка влияния ТЭГ на эксплуатационные показатели двигателя .

КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Онищенко Д.О.: doctor@baumanracing.ru

Сафонов Р.А.: roman.safonov@baumanracing.ru

Verification of the calculation model of thermoelectric generator, the impact on fuel consumption engine

Onishchenko D.O., Safonov R.A.
Bauman MSTU, Russia

Влияние компоновочной схемы и режимов работы двигателя на работу ременного привода агрегатов

Ханнанов М.Д., Фардеев Л.И.
НТЦ ПАО «КАМАЗ», Россия

Румянцев В.В.
НЧИ КФУ, Россия

ВВЕДЕНИЕ

При растущих требованиях потребителей к техническим характеристикам АТС и водителей к комфорту количество навесных агрегатов на двигателе и их потребляемая мощность увеличиваются. Для большинства современных ДВС приведение в действие агрегатов осуществляется с помощью ременного привода. Ремень привода агрегатов выполняет ответственную функцию. Он должен обеспечить надежную, без проскальзывания, передачу крутящего момента двигателя от коленчатого вала к навесным агрегатам, обеспечивающим нормальную работу систем двигателя и автомобиля. Кроме этого ременный привод двигателя должен быть спроектирован с учетом компоновки моторного отсека автобуса или грузового автомобиля с целью удобства сборки и сервисного обслуживания.

АНАЛИЗ И ИСПЫТАНИЯ

В зависимости от конструктивного решения агрегатного привода и режимов работы двигателя ускорение и замедление инертных масс агрегатов может привести к таким нежелательным явлениям в приводе, как повышенный шум, вибрации, проскальзывание, износ и обрыв ремня и поломка агрегатов.

С целью оценки влияния режимов работы двигателя и выбора наиболее оптимальной схемы ременного привода были проведены стендовые испытания двигателя КАМАЗ 740.73-400 с 10-ручьевым ремнем привода водяного насоса и генератора. Испытания проводились на различных нестационарных режимах работы двигателя со следующими вариантами компоновочных схем ременного привода агрегатов: Вариант № 1. Серийная схема – с одним обводным роликом на участке «шкив коленчатого вала – шкив генератора» и ручной регулировкой натяжения (см. рис. 1).

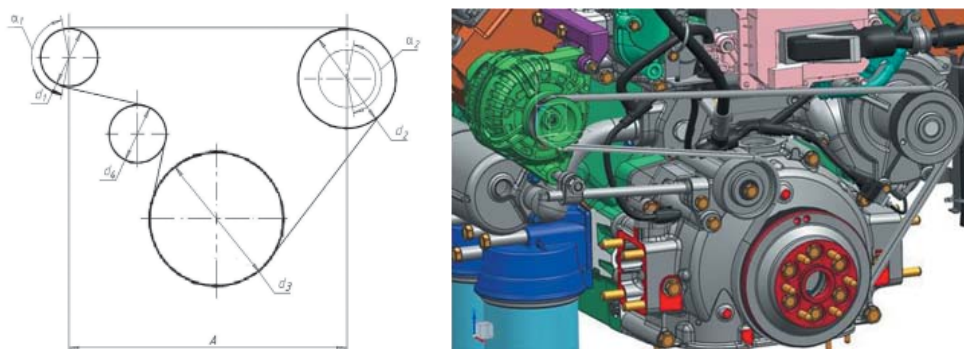


Рисунок 1 – Серийная схема ременного привода двигателя КАМАЗ:
 $d1=64\text{мм}$ – шкив генератора; $d2=100\text{мм}$ – шкив водяного насоса;
 $d3=185\text{мм}$ – шкив коленчатого вала; $d4=80\text{мм}$ – обводной ролик

Вариант № 2. Схема с двумя обводными роликами на ветках «шкив коленчатого вала – шкив генератора», «шкив генератора – шкив водяного насоса» и ручной регулировкой натяжения.

Вариант № 3. Схема с одним обводным роликом на ветке «шкив генератора – шкив водяного насоса» и устройством автоматического натяжения ремня на ветке «шкив коленчатого вала – шкив генератора». Применение дополнительного обводного ролика на ветке «шкив генератора – шкив водяного насоса» обусловлено значительным превышением межосевого расстояния $A \geq 2(d1 + d2)$, в результате чего на данном участке значительно возрастают колебания ремня [1, стр 136-137].

При этом угол обхвата на участке наибольшей ветви должен быть (Рис.1):

$$\alpha = 180^\circ - \left(\frac{d_2 - d_1}{A} \right) 60^\circ \geq 120^\circ$$

Согласно [2, стр. 238] предварительное натяжение 10-ти ручьевого поликлинового ремня (с площадью поперечного сечения 1,66 см² и начальным напряжением 3÷4 Мпа) составило 498÷664 Н.

Испытания проводились с использованием скоростной видеокамеры со скоростью съёмки 500÷1000 кадров в секунду. По результатам анализа видеозаписей проведенных испытаний на режимах пуска двигателя ($n = 0-600$ мин⁻¹), останова двигателя ($n = 600-0$ мин⁻¹), сброса оборотов ($n = 2150-600$ мин⁻¹) и «перегазовки» ($n = 2150-1500-2150-600$ мин⁻¹) установлено, что на режиме «перегазовки» двигателя колебания ремня имеют наибольшую амплитуду. Результаты замеров амплитуд колебаний ремня на данном режиме приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Амплитуды колебаний на участках ременного привода агрегатов двигателя:

Варианты схем	Амплитуда поперечных колебаний на участках, мм			
	Коленчатый вал – генератор	Генератор – водяной насос		Водяной насос – коленчатый вал
Серийная схема	8-9	4-5		6-7
	Коленчатый вал – генератор	Генератор – доп. ролик	Доп. ролик – водяной насос	Водяной насос – коленчатый вал
Схема с доп. обводным роликом	5-6	3-4	4-5	4-5
Схема с доп. обводным роликом и автоматическим натяжителем ремня	5-6	3-4	2-3	1-2

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Схема ременного привода агрегатов с применением обводных роликов обеспечивает необходимый угол обхвата и гашение нежелательных вибраций на наиболее длинных ветках ремня. Применение устройства автоматического натяжения ремня позволяет снизить проскальзывания и вибрации ремня, а также компенсировать изменения, связанные с переменными режимами работы двигателя, перепадами атмосферных температур, износом шкивов агрегатов и удлинением ремня в процессе эксплуатации.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Гузенков, П.Г. Детали машин: учеб. для вузов. – П.Г. Гузенков. - Москва.: Высшая школа, 1986. – 359 с.
 [2] Приводы машин: Справочник/В.В. Длоугий, Т.И. Муха, А.П. Цупиков, Б.В. Януш; Под общей редакцией В.В. Длоугого. – Ленинград. : Машиностроение, Ленинградское отделение, 1982. – 383 с.

КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Ханнанов М.Д.: marhan87@mail.ru

Influence of the layout scheme and engine operating modes to the work of the belt drive units

Khannanov M.D., Fardeev L. I.
R&D Center of KAMAZ PTC, Russia
Rumyancev V.V.

Naberezhnye Chelny, Institute of Kazan Federal University

Влияние формы камеры сгорания на характеристики и образование NOx в газовом двигателе с принудительным воспламенением

Голосов А.С.

Московский государственный университет им. Н.Э. Баумана, Россия

ВВЕДЕНИЕ

В данной работе исследуется рабочий процесс газового двигателя с искровым зажиганием и турбонаддувом КАМАЗ-740.13.Г-260 со следующими параметрами: ход поршня/диаметр цилиндра $S/D=120/120$ мм/мм, номинальная эффективная мощность $N_e=176$ кВт при частоте вращения коленчатого вала $n=2200$ мин⁻¹, степень сжатия $\epsilon=11,25$.

Целью данной работы является исследование влияния формы камеры сгорания на эффективные и экологические показатели газового двигателя и определение возможностей снижения выбросов оксидов азота путем регулирования угла опережения зажигания. Задача является актуальной для двигателей, работающих на частичной нагрузке, в частности для автомобильных газовых двигателей.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА

Достоверное исследование формы камеры сгорания возможно проводить только на базе трехмерных математических моделей рабочего процесса, что подтверждает практика ведущих компаний.

Модель рабочего процесса, используемая в данной работе, основана на трехмерных фундаментальных уравнениях количества движения (Навье–Стокса), энергии (Фурье–Кирхгофа), диффузии (Фика) и неразрывности, которые после осреднения по методу Фавра принимают форму Рейнольдса. Для замыкания системы уравнений Рейнольдса используется k - ϵ модель турбулентности. Процесс турбулентного горения моделируется с помощью известной модели Магнуссена – Хартагера, а процесс образования оксидов азота на основе расширенного механизма Зельдовича. Реализация общей математической модели рабочего процесса газового двигателя осуществляется с применением 3D CRFD-кода AVL-FIRE.

Верификация модели рабочего процесса газового двигателя была проведена путем сравнения результатов численных экспериментов с опытными данными, полученными в стендовых условиях на газовом двигателе с искровым зажиганием. Верифицированная модель рабочего процесса газового двигателя далее была использована для исследования эффективных и экологических показателей двигателя с различными конструкциями КС.

ВЛИЯНИЕ ФОРМЫ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ НА КИНЕТИЧЕСКУЮ ЭНЕРГИЮ ТУРБУЛЕНТНОСТИ

Исследования проводились для четырех вариантов экспериментальных полуразделенных КС – симметричной, смещенной, конической, ω -образной. В ряде исследований, посвященных анализу газового двигателя, приведены характеристики исследуемых камер и показано, что форма КС оказывает значительное влияние на уровень турбулентности, а в результате и на протекание процесса сгорания.

Видно, что высокий уровень турбулентности, характерный для процесса впуска, заметно снижается с приближением поршня к верхней мертвой точке (ВМТ) для всех форм КС. К концу процесса сжатия вихревое движение в камере, расположенной в поршне, усиливается, и кинетическая энергия турбулентности повышается из-за течения из надпоршневого объема. Своего максимального значения кинетическая энергия турбулентности достигает при нахождении поршня вблизи ВМТ, т.к. этому способствует образование очага сгорания в области свечи зажигания.

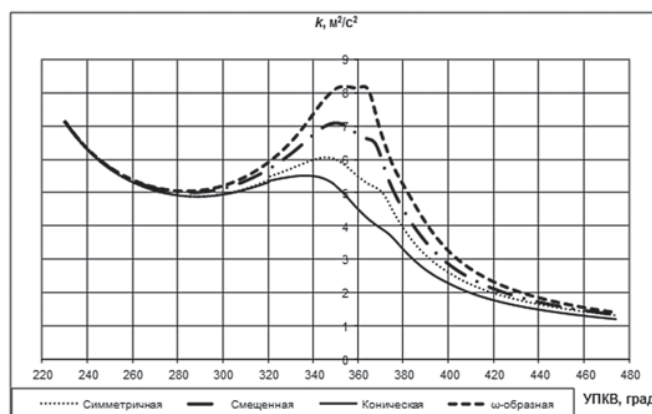


Рис. 1. Изменение средней кинетической энергии турбулентности в цилиндре газового двигателя в зависимости от формы камеры сгорания на режиме частичной нагрузки: $n=1550 \text{ мин}^{-1}$, $P_a=1,453 \text{ бар}$, $\alpha B=1,5$; $\theta = -21^\circ \text{ УПКВ}$

ВЛИЯНИЕ ФОРМЫ КС НА ТОКСИЧНОСТЬ ДВИГАТЕЛЯ

В целом, по результатам численных экспериментов видно, что с точки зрения эффективных показателей двигателя наилучшим вариантом является ω -образная КС. Использование такой КС приводит к оптимальным значениям максимального давления цикла p_z и скорости тепловыделения, а в итоге – к лучшим эффективным показателям газового двигателя. Однако с экологической точки зрения использование ω -образной КС в газовом двигателе требует снижения эмиссии оксидов азота, а также уровня тепловых нагрузок на основные детали..

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Таким образом, при применении природного газа в качестве моторного топлива на серийных двигателях с принудительным зажиганием, особое внимание следует уделить форме камеры сгорания. Подтверждена непосредственная связь между кинетической энергией турбулентности и скоростью тепловыделения в КС газового двигателя. Численные эксперименты, приведённые в данной работе, показали, что наибольшей турбулентностью характеризуется ω -образная КС, а наименьшей – коническая.

Очевидно, что метод трехмерного моделирования рабочего процесса, используемый в данной работе, позволяет определить угол опережения зажигания, обеспечивающий оптимальное сочетание эффективных и экологических показателей газового двигателя в зависимости от формы камеры сгорания.

КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Голосов А.С.: golosow@mail.ru

The influence of the shape of the combustion chamber on the characteristics and the formation of NOx in the gas engine with spark ignition

Golosov A.S.
Bauman MSTU, Russia

Повышение динамических характеристик и уменьшение расхода топлива за счет совершенствования рабочих процессов бензинового двигателя

Дегтярев А.В.

АО ЦКБ по СПК им. Р. Е. Алексеева, НГТУ им. Р.Е. Алексеева, Россия

Захаров Л.А., Захаров И.Л.

НГТУ им. Р.Е. Алексеева, Россия

Тарасов А.Н.

ООО ОИЦ, НГТУ им. Р.Е. Алексеева, Россия

Во второй половине XX века ЗМЗ был разработан рядный бензиновый двигатель четвертого поколения, работающий на бензине с октановым числом А-76. В комплектации Брутто он имел: мощность $N_e = 66,2$ кВт при $n = 4500$ мин⁻¹, крутящий момент $M_k = 170$ Н•м при $n = 2500 \dots 2700$ мин⁻¹, удельный расход топлива $g_e = 338$ г/(кВт•ч). В комплектации Нетто его показатели понизились на 15...17% в составе автомобиля УАЗ. Однако предъявляемые в настоящее время к автомобилям и двигателям требования, главным образом по динамическим характеристикам и расходу топлива значительно повысились.

Поэтому на ЗМЗ и УМЗ было принято решение о модернизации бензинового двигателя рабочим объемом $V_h = 2,445$ дм³, удовлетворяющего новым требованиям.

Перед началом проектирования модернизированного двигателя был выдвинут лозунг «Более сильный и более экономичный».

Такой четырехцилиндровый бензиновый двигатель в комплектации Нетто был создан и установлен на автомобиль УАЗ. Созданный модернизированный двигатель превосходит своего предшественника по всем основным параметрам.

В процессе наполнения:

1. Разработано инженерное решение по деталям кривошипно-шатунного механизма, позволившее уменьшить прорыв картерных газов в три раза.
2. Разработано инженерное решение по резонансной настройке органов впуска для повышения коэффициента наполнения и обеспечения вращательного движения горючей смеси вокруг продольной оси цилиндра для качественного смесеобразования и быстрого сгорания паров топлива.

В процессе сжатия:

3. Разработано инженерное решение в виде вытеснителей в камере предварительного сжатия, обеспечивающие вращение рабочей смеси вдоль продольной оси цилиндра в конце процесса сжатия для качественного смесеобразования и быстрого сгорания.

В процессе сгорания:

4. Разработано инженерное решение, позволившее заменить медно-асбестовую прокладку головки блока на металлическую и повысить степень сжатия на 1,1 единицы.

В процессе расширения:

5. Разработано инженерное решение, позволившее увеличить выпускное и впускное отверстия и начало открытия выпускного отверстия, позволившее резко уменьшить потери эффективной работы.

В процессе выпуска:

6. Разработано инженерное решение, позволившее увеличить продолжительность газообмена на 5,2% и повысить коэффициент наполнения на 7%.

Особое место в работе занимает выбор резонансной длины впускного трубопровода. Использовали методику расчета в САПР ДВС программного обеспечения Альбея:

7. На режиме номинальной мощности выбирается определяющий (гидравлический) диаметр горловины впускного канала.

8. На режиме максимального крутящего момента выбирается длина впускного канала в относительных единицах $L = \frac{l}{d_2}$, т.е. отношение длины канала l к диаметру горловины впускного канала d_2 .

Совершенствование рабочих процессов позволили улучшить динамические характеристики и уменьшить расход топлива бензинового двигателя в комплектации нетто на 15 ... 17%, а главные показатели двигателя в комплектации брутто и нетто стали одинаковыми.

Improvement of dynamic characteristics and reducing fuel consumption by improving workflows gasoline engine

Degtyarev A.V.

ALEXEEV'S CENTRAL HYDROFOIL DESIGN BUREAU,
Nizhny Novgorod State Technical University n.a. R.Y. Alexeev, Russia

Zakharov L.A., Zakharov I.L.

Nizhny Novgorod State Technical University n.a. R.Y. Alexeev, Russia

Tarasov A.N.

LLC «Joint Engineering Centre» JSC GAZ,
Nizhny Novgorod State Technical University n.a. R.Y. Alexeev, Russia

Расчётное определение вихревого числа среднеоборотного двигателя путём моделирования процесса впуска

Онищенко Д.О., Панкратов С.А., Ложкин Н.С.
МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия

Рыжов В.А.
ОАО «Коломенский завод»

ВВЕДЕНИЕ

Для моделирования рабочего процесса как применением нульмерных моделей, так и трёхмерным моделированием сектора цилиндра необходимо знать вихревое число двигателя. Для его определения требуется проведение экспериментальной продувки крышки цилиндра или трудоёмких расчётов.

В данной работе вычисляется вихревое число среднеоборотного двигателя нестационарным моделированием процесса впуска.

ВЕРИФИКАЦИЯ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ

Для настройки и верификации математической модели использовались данные, полученные A. Chen, K.C. Lee, M. Yianneskis (King's College London) и G. Ganti (Ford Motor Company Limited) [1]. В данном эксперименте проводилось измерение полей скоростей методом лазерной доплеровской анемометрии при стационарной проливке впускного канала двигателя с диаметром цилиндра 93.65 мм.

Было проведено моделирование методом контрольных объёмов в программном комплексе Fire[2]. Расчётные (в разные моменты времени) и экспериментальные значения осевой компоненты скорости в плоскости, проходящей через ось клапана, а также линии тока приведены на рис. 1.

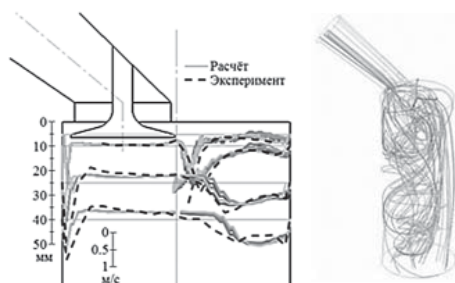


Рисунок 1 – Результаты моделирования проливки цилиндра:

слева – расчётные и экспериментальные значения осевой компоненты скорости в плоскости, проходящей через ось клапана (на расстоянии 5, 10, 25 и 40 мм от крышки цилиндра);
справа – линии тока

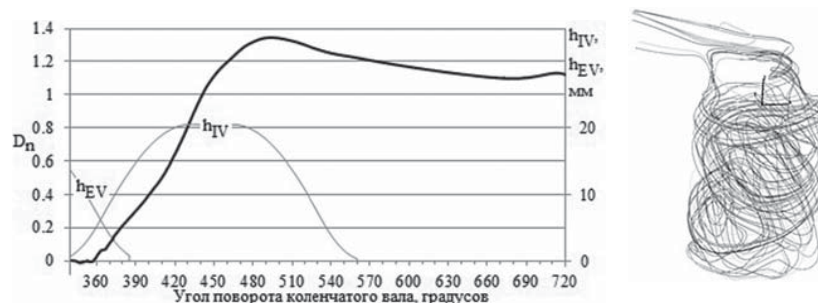
МОДЕЛИРОВАНИЕ ВПУСКА ДВИГАТЕЛЯ Д500

Был проведён расчёт процесса впуска перспективного среднеоборотного двигателя Д500(ЧН26,5/31), разрабатываемого ОАО «Коломенский завод» на режиме номинальной мощности.

Для расчёта впуска использовалась геометрия камеры сгорания с впускными и выпускными каналами. Динамическая сетка содержит от 143 тыс. до 1.92 млн контрольных объёмов в зависимости от угла поворота коленчатого вала.

Расчёт проводился, начиная с открытия впускных клапанов (20 градусов до ВМТ) с шагом 0.5 градусов угла поворота коленчатого вала. Использовалась модель турбулентности $k-\zeta-f$, гибридные пристеночные функции и стандартная модель теплообмена в пристеночном слое.

На входе заданы давление, температура и параметры турбулентности. На выходе задано давление. На остальных поверхностях задавались температуры и условия прилипания. В качестве начальных условий принимались давление, температура и параметры турбулентности. Начальные и граничные условия взяты по данным испытаний двигателя и нульмерного расчёта рабочего процесса. Результаты моделирования приведены на рис. 2.



2 – Результаты моделирования процесса впуска:
слева – вихревое число (D_n) и высота подъёма клапанов (h_{EV} , h_{IV});
справа – линии тока

Вихревое число в момент закрытия впускного клапана (30 градусов после НМТ) составляет 1.209, в ВМТ – 1.121.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Chen A., Lee K.C., Yianneskis M., Ganti G. Velocity characteristics of steady flow through a straight generic inlet port // International journal for numerical methods in fluids, Vol. 21, 571-590. 1995.
- [2] FIRE. Users Manual Version 2013. AVL List GmbH Graz, Austria, 2013. (License Agreement for Use of the Simulation Software AVL FIRE between Moscow State Technical Univ. n.a. N.E. Bauman and AVL List GmbH, 2016).

КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Панкратов С.А.: pankratov.bmstu@gmail.com

Calculation of medium-speed engine swirl ratio by using the modeling of intake

Onishchenko D.O., Pankratov S.A., Lozhkin N.S.
Bauman MSTU, Russia

Rizhov V.A.
PJSC «Kolomensky Zavod»

Верификация математической модели рабочего процесса дизельного двигателя ДМ-21 с целью определения нестационарных локальных термических граничных условий

Онищенко Д.О., Голосов А.С., Буданов Р.Е., Зотов А.А., Ложкин Н.С.,
Панкратов С.А.
МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия

ВВЕДЕНИЕ

Одной из остро стоящих задач перед отраслью двигателестроения, является форсирование и модернизация существующих среднеоборотных дизельных двигателей, с целью соответствия современным требованиям и экологическим нормам.

Несколько десятилетий назад, когда создавались данные семейства дизелей, отсутствовала возможность использования численного моделирования. В ходе выполнения работ по модернизации, с ростом нагрузки, появляется необходимость в оценке надёжности основных исходных деталей двигателя. С целью получения достоверного результата, необходимо использование современных программных комплексов, которые позволяют определить локальные нагрузки на основные детали двигателя.

ПРЕДПОСЫЛКИ

В ходе эксплуатации дизельных двигателей ДМ-21 (ООО «УДМЗ») в составе судовых дизель-генераторов, а также дизель-генераторов в составе маневровых тепловозов были выявлены дефекты алюминиевых крышек цилиндров (разрушение газового стыка, охватывающего втулку цилиндра, течи по форсуночному колодцу и выпускному каналу).

С целью повышения надёжности и эксплуатационных свойств данного семейства двигателей, необходимо проведение трехмерного нестационарного расчета рабочего процесса дизеля и дальнейшего определения локальных нагрузок.

ВЕРИФИКАЦИЯ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА

Для получения достоверных результатов CFD моделирования необходимы детальные данные термодинамического анализа, данные о работе топливной аппаратуры, геометрия системы впуска двигателя, данные о динамике воздушного вихря (топливовоздушной смеси) в конце впуска.

Создание математической модели в нуль-мерном программном комплексе «Дизель-РК» позволяет получить приближенные к экспериментальным значения термических граничных условий третьего рода со стороны рабочего тела, необходимые для расчёта ТНДС крышки цилиндра.

Трёхмерный нестационарный расчета рабочего процесса дизеля проведён в программном комплексе «AVL Fire» в модуле «Fire Workflow Manager». В качестве исходных данных для моделирования использованы результаты расчета в программном комплексе «Дизель-РК».

Верификация трехмерной модели рабочего процесса дизельного двигателя ДМ-21 (Рис. 1) проводилась путем сравнения результатов расчета с экспериментальными данными, полученными при испытании двигателя на ООО «УДМЗ».

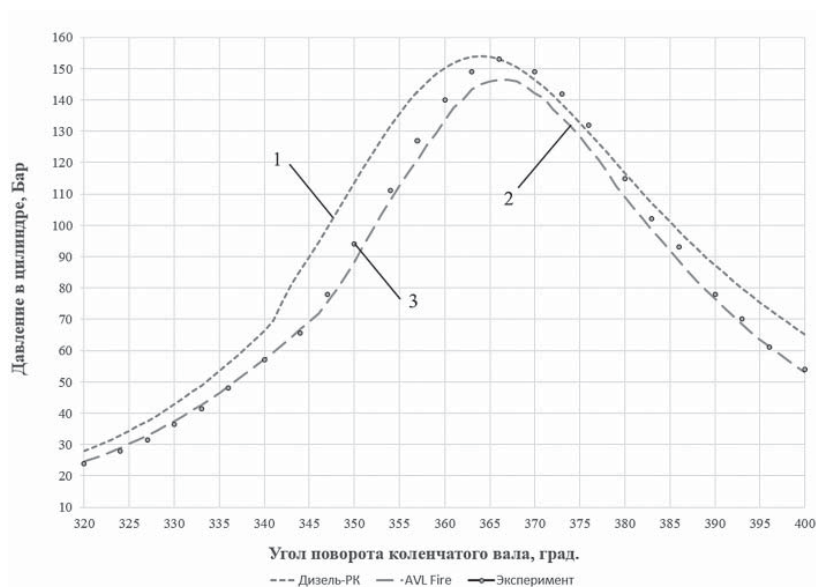


Рисунок 1 – Индикаторная диаграмма ДМ-21:
1 – Дизель-РК; 2 – AVL Fire; 3 – эксперимент

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Создана математическая модель рабочего процесса дизельного двигателя ДМ-21, а также проведена её верификация с полученными данными в ходе стендовых испытаний.

В результате выполнения трехмерного нестационарного расчета рабочего процесса дизеля определены нестационарные локальные термические граничные условия.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Трёхмерное моделирование нестационарных теплофизических процессов в поршневых двигателях / Кавтарадзе Р.З., Онищенко Д.О., Зеленцов А.А.
- [2] Трёхмерное моделирование нестационарных теплофизических процессов в поршневых двигателях / Кавтарадзе Р.З., Онищенко Д.О., Зеленцов А.А. М: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012.- 85 с.;
- [3] FIRE. Users Manual Version 2013. AVL List GmbH Graz, Austria, 2013. (License Agreement for Use of the Simulation Software AVL FIRE between Moscow State Technical Univ. n.a. N.E. Bauman and AVL List GmbH, 2015).

КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Ложкин Н.С.: doc3732@mail.ru

The verification of the mathematical engine working process model for DM-21 diesel in order to determine unsteady local thermal boundary conditions

Onishchenko D.O., Golosov A.S., Budanov R.E., Zotov A.A., Lozhkin N.S., Pankratov S.A.
Bauman MSTU, Russia

Использование моделей двигателя для разработки алгоритмов управления

Теренченко А.С., Козлов А.В.
ФГУП НАМИ, Россия

Гришин А.Ю., Скрипник А.А.
ООО «АВЛ», Россия

ВВЕДЕНИЕ

Основными проблемами при разработке современных систем управления являются ограниченный бюджет и сокращение сроков на проведение испытаний и калибровку; несопоставимые результаты, полученные при применении различных моделей в различной среде, неполноценный цикл тестирования системы управления и компонентов, вызванный задержками поставок компонентов и транспортных средств; необходимость в обеспечении высокой степени безопасности и вероятность повреждения в процессе дорожных испытаний; запоздалая идентификация структуры отказов программного обеспечения и несвоевременное определение критических условий и режимов работы, приводящие к повышению стоимости; угроза качеству транспортного средства, вызванная постоянно повышающейся сложностью силового агрегата и большим количеством возникающих задач по испытаниям и калибровке.

С этим связана потребность в создании методологий разработки алгоритмов управления без проведения натурных испытаний (разработка, основанная на моделях, MIL) или с проведением натурных испытаний отдельных компонентов в виртуальном окружении (HiL) [1]. Указанные методологии требуют применения быстродействующих моделей двигателя как в офисе, так и в среде программно-аппаратного тестирования, предоставляющих возможность перераспределения и существенно сокращения отведенных сроков и снижения объема затрат. Благодаря применению единой модели обеспечивается постоянство и воспроизводимость результатов испытаний с возможностью их сравнения и модульного наращивания модели в течение всего процесса разработки транспортного средства. Обеспечивается снижение степени риска, связанного с недостатками идентификации критических условий и режимов работы, за счет выполнения программ испытаний на более ранней стадии, даже тогда, когда аппаратное обеспечение еще отсутствует. Появляется возможность передачи и применения модели двигателя широкому кругу партнеров фактически без всякого риска.

Ниже приводится классификация нульмерных и одномерных моделей двигателя по расчетному времени и детализации моделирования. Трехмерные модели рабочего процесса при разработке алгоритмов управления могут использоваться только в качестве вспомогательных для уточнения скоростей тепловыделения и газодинамических процессов и в данной классификации не приводятся.

- 1D Одномерная газодинамическая модель с разрешением по углу поворота коленчатого вала;
- 0D Газодинамическая модель с разрешением по углу поворота коленчатого вала;
- 0D Газодинамическая модель с разрешением по углу поворота коленчатого вала и модель цилиндра с численной оптимизацией;
- 0D Модель цилиндра, основанная на усредненных значениях процесса газообмена или с разрешением по углу поворота коленчатого вала;
- 0D Модель цилиндра, основанная на усредненных значениях процесса газообмена и суррогатная модель блока цилиндров;
- Транзиентная суррогатная модель двигателя;
- Модель двигателя на основе карты стационарных характеристик.

Для разработки алгоритмов управления используются типы 2 и 3, достаточно детально описывающие физические процессы, происходящие в двигателях и, при этом, позволяющие проводить расчет в режиме реального времени.

Модель двигателя AVL CRUISE M включает упрощенное описание процессов газообмена, однако позволяет учитывать влияние фаз газораспределения на процессы газообмена в цилиндре. Учитывается теплообмен с деталями двигателя, рубашкой охлаждения и окружающей средой. В дальнейшем модель может быть использована также для разработки системы управления тепловым балансом автомобиля. К модели двигателя подключена модель системы электронного управления, созданная средствами ПО Matlab. Элементы системы управления созданы в соответствии с требованиями стандарта AUTOSAR [2]. Реализованы функции управления перепуском газов в турбине (wastegate), фазами газораспределения на впуске и на выпуске. Контроль повышения давления в основном используется, чтобы установить желаемый коэффициент избытка воздуха. «Boost Pressure Controller» используется для установки желаемого давления наддува «Boost Pressure» перепусковым клапаном турбо нагнетателя «Waste gate», с помощью которого можно регулировать медленные переходные процессы на стационарных рабочих режимах. Также, можно проводить регулирование байпасным клапаном двигателя «Bypass», с помощью которого очень быстро можно снизить давление. Этот клапан может использоваться только временно.

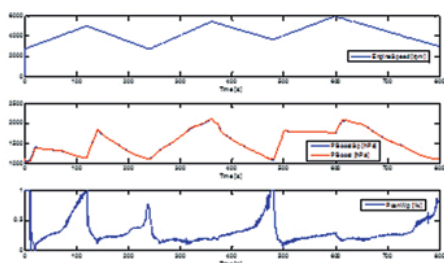


Рисунок 1 – Результаты моделирования двигателя в переходных режимах

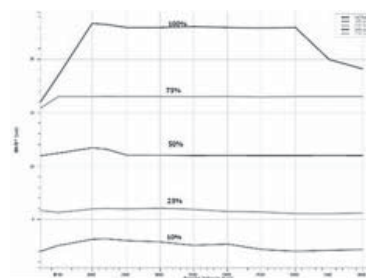


Рисунок 2 – Результаты моделирования двигателя на частичных режимах. Режимы указаны в % от полной нагрузки.

Проведено моделирование работы двигателя с электронной системой управления в переходных режимах. Результаты представлены на Рис. 1. Также, проведено моделирование на частичных нагрузках при 10%, 25%, 50% и 75% нагрузки. Результаты представлены на рис. 2.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработана модель двигателя, которая позволяет проводить разработку алгоритмов управления, а также предполагает последующий перенос в среду реального времени программно-аппаратных комплексов разработки систем управления.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] New Control Concepts for Gasoline, Diesel and Hybrid. Theory and Practice of Algorithm Design. Dr. H. Hülser, Dipl.-Ing. K. Neunteufl, Dr. C. Roduner, Dipl.-Ing. R. Schneider, AVL List GmbH, Graz 27. Internationales Wiener Motorensymposium 2006
- [2] TAUTOSAR - A Global Standard; Frank Kirschke-Biller; 4th AUTOSAR Open Conference, Paris, France, June 11, 2012

КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Скрипник А.А.: Alexey.skripnik@avl.com

Application of engine models for development of control algorithms

Terenchenko A.S., Kozlov A.V.
FSUE NAMI, Russia

Grishin A.Yu., Skripnik A.A.
ООО «АВЛ», Россия

Конвертация быстроходного дизеля для работы по газодизельному циклу с минимизированной запальной порцией дизельного топлива

Шатров М.Г., Хачиян А.С., Синявский В.В., Шишлов И.Г., Вакуленко А.В.
МАДИ, Россия

ВВЕДЕНИЕ

Конвертация дизелей для работы на природном газе целесообразна, так как разведанные на планете запасы нефти в несколько раз меньше, чем газа, стоимость газового топлива почти в два раза ниже нефтяного и эта разница будет увеличиваться. Также переход на газовое топливо приводит к повышению топливной экономичности двигателя и снижению выбросов углекислого газа.

МАДИ участвовал в выполнении НИР по проведению поисковых и экспериментальных исследований по разработке систем подачи и воспламенения газовых (на природном газе) и газодизельных моделей для модернизации базовых образцов средне- и высокооборотных дизелей. В рамках проводимой работы было принято решение конвертировать имеющийся в ПЛТД МАДИ быстроходный дизель Камминс-КАМА 6ЧН10,7/12,4 для отработки на нем макетных образцов систем питания топливом и управления двигателем, работающем на природном газе, с целью их дальнейшего применения на среднеоборотном газодизеле 6ЧН20/28.

ВЫБОР СПОСОБА КОНВЕРТАЦИИ

Предварительно был выполнен анализ литературных источников с целью определения наиболее эффективного метода конвертации транспортного дизеля для работы на природном газе. Показано, что по сравнению с чисто газовой версией газодизель позволяет обеспечить более высокую степень форсирования наддувом и лучшую топливную экономичность. При этом отсутствует проблема предотвращения детонации. В случае использования базового дизеля с системой топливоподачи высокого давления Common Rail ожидается значительно большее замещение дизельного топлива газом, чем в газодизелях с топливной аппаратурой традиционного типа. По результатам проведенного анализа была поставлена задача разработки газодизеля «нового поколения» с воспламенением газа минимизированной порцией дизельного топлива и имеющего расход топлива не хуже, чем у базового дизеля, что позволяет снизить выбросы углекислого газа.

РАЗРАБОТКА СИСТЕМ ПИТАНИЯ ТОПЛИВОМ И УПРАВЛЕНИЯ

Экспериментальная система подачи топлива для газодизеля включает систему подачи дизельного топлива аккумуляторного типа с электрогидроуправляемыми форсунками (штатную систему дизеля Камминс-КАМА), обеспечивающую стабильную подачу запальной порции дизельного топлива 3...5 мг/цикл, а также систему подачи природного газа с электроуправляемыми газовыми форсунками, подающими природный газ под давлением 10 бар. Для стабилизации цикловой подачи природного газа перед газовыми форсунками установлен ресивер, в котором сглаживаются пульсации газа, вызванные работой форсунок и газового редуктора. Система питания газом имеет модульную конфигурацию с тем, чтобы один модуль обеспечивал питание быстроходного газодизеля 6ЧН10,7/12,4, а три модуля – среднеоборотного газодизеля 6ЧН20/28, который будет являться объектом последующих исследований.

Разработана и изготовлена полностью новая системам управления рабочим процессом газодизеля, в стендовом варианте включающая подсистемы управления элементами системы по-

дачи запальной порции дизельного топлива и подачи природного газа. В электронном блоке управления системы связь между элементами осуществляется по шине CAN.

РАСЧЕТНЫЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

Поскольку для калибровки систем управления и питания топливом необходимо знать основные показатели работы газодизеля в широком диапазоне изменения частот вращения и нагрузки, эти показатели были определены расчетным путем по разработанному в МАДИ программному комплексу расчета показателей дизеля/газодизеля/газового двигателя.

После проектирования и изготовления макетных образцов систем питания топливом и управления двигателем, их установки на двигатель и калибровки были проведены стеновые испытания газодизеля и для каждого режима работы подобрана минимальная цикловая подача дизельного топлива, обеспечивающая стабильную работу газодизеля.

Испытания газодизеля 6ЧН10,7/12,4 с макетными образцами систем управления и питания газовым топливом показали возможность надежного воспламенения газа минимизированной порцией дизельного топлива порядка 5% на полных нагрузках и 33% на холостом ходу. Получены высокие значения топливной экономичности, превышающие показатели базового дизеля, и низкие выбросы токсичных компонентов.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Выполнена конвертация быстроходного дизеля 6ЧН10,7/12,4 для работы по газодизельному циклу с использованием для воспламенения газа минимизированной порцией дизельного топлива. Разработаны и изготовлены макетные образцы систем питания топливом и управления двигателем, обеспечивающие эффективную работу газодизеля при малой доле дизельного топлива, которая на полной нагрузке составляет всего порядка 5%, а на холостом ходу - 33%, что значительно ниже, чем у газодизелей с традиционной топливной аппаратурой. При этом получены высокие показатели топливной экономичности и токсичности отработавших газов. В дальнейшем макетные образцы системы питания газом и управления двигателем предназначены для установки на среднеоборотный газодизель 6ЧН20/28.

КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Синявский В.В.: sinvlad@mail.ru

Diesel Engine Conversion for Operation by Gas-Diesel Cycle with Minimized Ignition Portion of Diesel Fuel

Shatrov M.G., Khatchiyan A.S., Sinyavski V.V., Shishlov I.G., Vakulenko A.V.

MADI, Russia

Разработка маслоотделителя системы вентиляции картера современного дизельного двигателя

Андрянов С.М., Хафизов Р.Х., Фардеев Л.И.
НТЦ ПАО «КАМАЗ», Россия

ВВЕДЕНИЕ

Главное условие стабильного развития российского двигателестроения – это выпуск конкурентоспособной, безопасной и экологически чистой техники, а также систематическое улучшение свойств продукции до мирового уровня.

Различные регламенты и правила [1, 2] влияют на общие характеристики дизельных двигателей, требуют введения новых конструктивных элементов, реализующих тот или иной способ снижения выбросов вредных веществ с отработавшими газами двигателей. Без внимания не осталась и система вентиляции картера (СВК) картерных газов (КГ).

АНАЛИЗ СВК И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ДАННЫЕ

СВК – является важнейшим элементом в конструкции любого двигателя, она отвечает за сепарацию КГ, слив осажденного масла обратно в поддон двигателя, а также за создание оптимального рабочего давления в картерной полости (КП). На работоспособность СВК влияет количество образующихся КГ (расход КГ, определяющий их скорость в СВК), а также количество масла в КП на входе в систему, находящегося во взвешенном состоянии в каждый момент времени. Увеличение расхода КГ повышает вероятность попадания масла в СВК (в виде мелких частиц – «масляного тумана») и нагруженность СВК, что влияет на маслоотделение в СВК.

Нужно отметить, что существенную роль в работе СВК играет такой ее элемент, как маслоотделитель. Применение эффективного маслоотделителя (снижение или исключение уноса масла из системы) позволит сократить затраты в процессе эксплуатации на доливку масла, что связано с увеличением межсервисного интервала смены масла. Применение закрытой СВК напрямую повлияет на рабочий процесс двигателя, в отличие от открытой системы. Был разработан опытный маслоотделитель для модернизации, существующей СВК двигателей КАМАЗ. Основной отличительной особенностью разработанного маслоотделителя от хорошо известных импортных аналогов является отсутствие сменных фильтрующих элементов, которые требуют своевременной замены, что позволяет разработать полностью не обслуживаемый маслоотделитель до капитального ремонта двигателя. Небольшие габаритные размеры позволяют упростить компоновочные работы в составе автомобиля. Общий вид опытного маслоотделителя представлен на рис. 1.

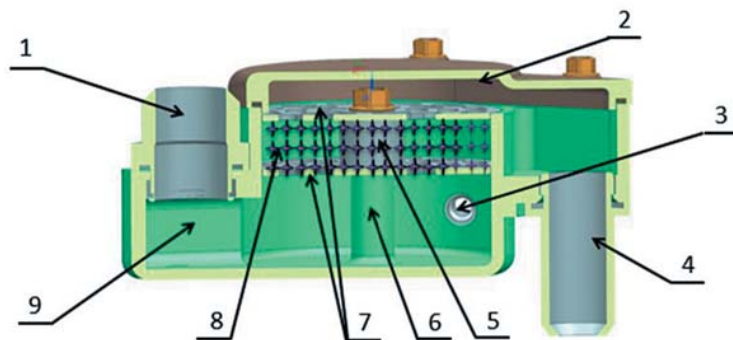


Рисунок 1 – Основные элементы запатентованного опытного маслоотделителя СВК:

- 1 – выход для выпуска отсепарированных газов; 2 – крышка корпуса маслоотделителя;
3 – сливной патрубок для слива осажденного масла; 4 – вход для приема газомасляной смеси от двигателя; 5 – проставка; 6 – центральный осевой элемент; 7 – перегородки;
8 – маслоосадительная сетка; 9 – корпус

Были проведены стендовые моторные испытания опытного маслоотделителя, с установкой совместно с серийной СВК двигателя КАМАЗ 740.50-360 с имитацией различного расхода КГ. Результаты испытаний СВК на режиме номинальной мощности двигателя приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Характеристика маслоотделителя при моторных испытаниях по результатам исследований НТЦ ПАО КАМАЗ:

Расход картерных газов, л/мин.	Попадаемое масло в опытный маслоотделитель, гр./10 мин	Эффективность маслоотделителя, %	Унос масла, гр./10 мин	Давление картерных газов, мм вод ст.
120	0	99,99	0	20...22
160	0	99,99	0	30...33
200	2,25	99,99	0	38...40
250	4,85	99,99	0	53...54
300	6,9	99,99	0	73...75
350	8	98,8	0,1	100...102
400	49,4	99,9	0,05	135...145

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Существенную роль в работе СВК играет такой ее элемент, как маслоотделитель. При этом современные тенденции двигателестроения таковы, что с ростом степени форсирования двигателей, увеличивается доля мелкодисперсных капель моторного масла в КГ, что может привести к необходимости применения маслоотделителей со сменными фильтрующими элементами.

В результате проведенных испытаний установлено, что предел работоспособности опытного маслоотделителя с наименьшей эффективностью (не ниже 98,8 %) определен значениями расхода картерных газов 350 л/мин. При этом расход подаваемого масла за время измерения 10 мин. составил 8 гр. Максимальное давление картерной полости двигателя при расходе картерных газов 400 л/мин составило 145 мм вод ст. (1,45 кПа).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Правила ЕЭК №49-05. «Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения двигателей с воспламенением от сжатия и двигателей, работающих на природном газе, а также двигателей с принудительным зажиганием, работающих на сжиженном нефтяном газе, и транспортных средств, оснащенных двигателями с воспламенением от сжатия, двигателями, работающими на природном газе, и двигателями с принудительным зажиганием, работающими на сжиженном нефтяном газе, в отношении выделяемых ими загрязняющих веществ».
- [2] Технический регламент «О требованиях к выбросам автомобильной техникой, выпускаемой в обращение на территории Российской Федерации, вредных (загрязняющих) веществ». Утвержден Постановлением Правительства Российской Федерации от 12 октября 2005г. №609.

КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Андриянов С.М.: Z-SERGEI-Z@MAIL.RU.

The development of the oil separator of the crankcase ventilation system of a modern diesel engine

Andrianov S. M., Hafizov R. X, Fardeev L. I.
STC of PTC «KAMAZ», Russia

Выполнение требований Евро-6 для транспортных дизелей

Каминский В.Н., Каминский Р.В., Титченко А.Ю., Лоик А.В.
АО «НПО «Турботехника», Россия

Надарейшвили Г.Г.
ФГУП «НАМИ», Россия

Требования по ограничению выбросов вредных веществ транспортных дизелей развиваются как в количественном отношении, так и по составу контролируемых веществ. Начиная с требований Евро-5, при проведении контрольных испытаний систем нейтрализации с подачей раствора мочевины ограничивается выброс аммиака. Требования Евро-6 наряду с ужесточением норм по газообразным компонентам ограничивают выбросы частиц, как в массовом, так и в количественном выражении.

Усложнение систем нейтрализации вызывает соответствующий рост их стоимости. Вопрос выбора оптимального комплекса технических решений является наиболее существенным. Собственно сам выбор технологий снижения выбросов невелик. Он включает мероприятия по доводке рабочего процесса дизеля под заданные значения «сырого выброса» и методы внешней обработки отработавших газов. На сегодняшний день проверены и внедрены следующие методы внешней обработки:

- фильтрация частиц РМ в дизельном сажевом фильтре DPF (Diesel Particulate Filter);
- селективное восстановление оксидов азота NO_x в SCR системе (Selective Catalytic Reduction);
- каталитическое окисление углеродсодержащих компонентов - оксида углерода CO и несгоревших углеводородов CH в дизельном окислительном катализаторе DOC (Diesel Oxidation);
- импульсное восстановление оксидов азота NO_x в накопительной LNT системе (Lean-NO_x Trap).

При разработке систем снижения выбросов, перечисленные технологии могут комбинироваться. В таблице приведены основные преимущества и недостатки систем.

Таблица – Сравнение систем снижения выбросов

Тип системы	Преимущества	Недостатки
1. SCR система с подачей реагента	<ul style="list-style-type: none"> - система не влияет на характеристики мощности и момента двигателя - система не влияет на экономичность транспортного средства - система позволяет достичь максимальных значений конверсии NO_x 	<ul style="list-style-type: none"> - система требует периодической заправки реагента в специальную емкость (расход реагента примерно 7%-10% от расхода топлива) - линии подачи реагента требуют применения подогрева при низких температурах
2. Комбинированная система DPF+SCR	преимущества п.1 + одновременное снижение выбросов всех нормируемых компонентов отработавших газов	<ul style="list-style-type: none"> недостатки п.1+ - сложность и дороговизна - необходимость периодического проведения процесса регенерации фильтра
3. Накопительная система LNT	<ul style="list-style-type: none"> - система не требует дополнительного реагента - система устойчива к низким температурам окружающей среды 	<ul style="list-style-type: none"> - недостаточная эффективность конверсии NO_x (max 50%) в сравнении с SCR системой - применение системы влечет увеличение расхода топлива на 7-10%

В данной работе проведено исследование методов только внешней обработки отработавших газов. Однако при проведении последующей оценки комплекса технологий для выполнения требований Евро-6 учитывались и современные возможности по управлению «сырым выбросом» дизелей.

Экспериментальная часть работы проводилась на моторных стендах лабораторий ФГУП «НАМИ» (Москва) и ОАО «УКХ «ММЗ» (Минск). В качестве источников отработавших газов использовались двигатели ЯМЗ-656 V6 и ММЗ Д-243 L4, оснащенные опытными системами нейтрализации:

- с двигателем ЯМЗ проводились испытания окислительного катализатора, сажевого фильтра и селективного восстановительного катализатора- DOC+DPF+SCR;
- с двигателем ММЗ испытывалась система нейтрализации накопительного типа LNT.

Измерительные части моторных стендов обеспечивали контроль параметров «давление-температура-концентрация NOx/O₂» в нескольких характерных точках систем.

Проведенные испытания различных комбинаций систем снижения выбросов позволили определить состав комплекса и требования к составляющим компонентам для выполнения Евро-6.

КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Титченко А.Ю.: svog@kamturbo.ru

Meeting Euro 6 requirements diesel engines for vehicles

Kaminsky V.N., Kaminsky R.V., Titchenko A.Y., Loik A.V.
JSC “NPO “Turbotekhnika”, Russia

Nadareishvili G.G.
Institute «NAMI», Russia

О влиянии протяженности зоны горения на эмиссию несгоревших углеводородов

А.П. Шайкин, П.В. Ивагин, И.Р. Галиев, А.Д. Дерячев, Н.А. Дурманова

Тольяттинский государственный университет, Россия

Среди токсичных компонентов отработавших газов (ОГ) двигателей большую опасность для здоровья человека представляют несгоревшие углеводороды (СН), способствующие развитию онкологических и аллергических заболеваний. Поэтому при конструировании, доводке и эксплуатации современных ДВС необходимо обеспечить их соответствие законодательным нормам токсичности, которые имеют тенденцию постоянно ужесточаться. Изменение конструкции двигателя является дорогим, трудоемким и долговременным процессом, поэтому в последнее время все больше производителей обращают внимание на методы совершенствования процесса сгорания топлива за счет использования химических активаторов горения (например, водорода) [1 - 3]. Однако чтобы успешно применять эти методы необходимо знать влияние на эмиссию несгоревших углеводородов процесса сгорания топлива, который характеризуется скоростью распространения пламени и шириной зоны турбулентного горения (ЗТГ). Несмотря на большое количество исследований, посвященных механизму образования несгоревших углеводородов в цилиндре поршневого двигателя, поставленная задача все еще остается нерешенной. Кроме этого обзор современных методов расчета концентрации несгоревших углеводородов, которые не учитывают характеристик распространения пламени, выявил значительное (более 50%) расхождение между расчетными и экспериментальными значениями.

В результате проведенных экспериментов на одноцилиндровом двигателе с искровым зажиганием были получены значения концентрации несгоревших углеводородов и ширины зоны турбулентного горения. Изменение концентрации несгоревших углеводородов и ширины зоны горения происходило путем варьирования коэффициента избытка воздуха от $\alpha=1$ до $\alpha=1,4$ и добавлением в бензовоздушную смесь водорода в количестве 3 и 5%. Обработка экспериментальных данных позволила получить обобщенный комплекс параметров Φ , приводящий концентрацию несгоревших СН при сгорании бензовоздушной или бензоводородовоздушной смеси к известной концентрации несгоревших СН для определённого режима работы ДВС с учетом изменения ширины ЗТГ (δ) в виде:

$$\Phi = C_{GH} \cdot \left(\frac{\delta_G}{\delta_{GH}} \right)^{2,5 \frac{g_H}{g_C}} \quad (1)$$

где индекс G соответствует условиям при сгорании бензовоздушной смеси; индекс GH соответствует условиям при сгорании бензоводородовоздушной смеси; g_C – массовая доля углерода в ТВС.

На рис. 1 представлена графическая зависимость параметра Φ при сгорании бензовоздушной смеси и с добавками водорода в ТВС. Прерывистой линией показана осредненная кривая между результатами расчета по предложенной формуле. Несмотря на добавки водорода все расчетные данные аппроксимируются одной зависимостью. Отклонение результатов расчета от средней линии не превышает 5%. Показатель степени в формуле (1) приблизительно равен 0,5.

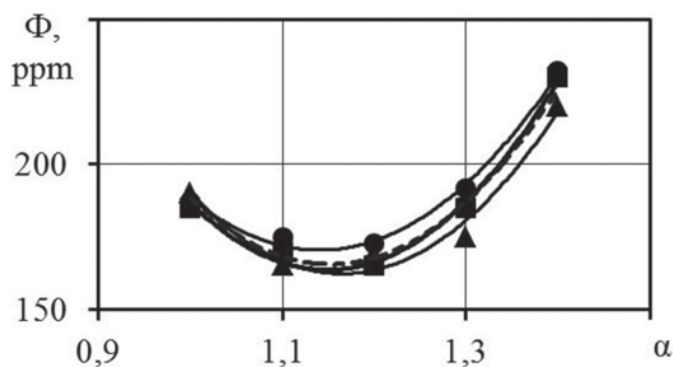


Рисунок 1 – Зависимость параметра Φ от состава ТВС:

● – $g_H=0\%$; ■ – $g_H=3\%$; ▲ – $g_H=5\%$

Эффективность добавки водорода на снижение несгоревших СН определяется из параметра Φ по формуле:

$$C_{GH} = C_G \cdot \left(\frac{\delta_{GH}}{\delta_G} \right)^{2,5 \cdot \frac{g_H}{g_C}} \quad (2)$$

Сравнение рассчитанных по формуле (2) концентраций СН с экспериментальными показало, что их сходимость превышает 90% в исследуемом диапазоне коэффициентов избытка воздуха и добавок водорода. Следовательно, при введении конструктивных мероприятий, позволяющих уменьшить ширину ЗТГ, концентрация несгоревших СН в ОГ снизится пропорционально корню квадратному из отношения ширины ЗТГ с мероприятиями по ее сокращению к ширине ЗТГ в конструкции прототипа. Оценка ширины ЗТГ для проектируемого ДВС и прототипа может быть получена по длительности времени сгорания в основной фазе (взаимосвязь этих параметров представлена на рис. 1), определенного расчетным путем по методу И.И. Вибе. Таким образом, разработанная формула может быть использована при проектировании и доводке поршневых ДВС с искровым зажиганием.

Данная работа выполнена в рамках государственного заказа, проект № 394 и при поддержке Фонда содействия развитию малых форм предприятий в научно-технической сфере.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Tyagi R. K., Ranjan R. Effect of hydrogen and gasoline fuel blend on the performance of SI engine // Journal of Petroleum Technology and Alternative Fuels. 2013. Vol. 4(7). P. 125 – 130.
- [2] Wang S. Effect of Hydrogen Addition on Combustion and Emissions Performance of a Spark-ignition Gasoline Engine at 800 rpm and Lean Conditions // 18th World Hydrogen Energy Conference. 2010. P. 175 – 180.
- [3] Razali H., Sopian K., Mat S. Green fuel: 34% reduction of hydrocarbons via hydrogen (AL+HCL) blended with gasoline at maximum torque for motorcycle operation // ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences. 2015. V. 10. № 17. P. 7780 – 7783.

About influence length combustion zone on emissions unburned hydrocarbons

A.P. Shajkin, P.V. Ivashin, I.R. Galiev, A.D. Deryachev, N.A. Durmanova
Togliatti State University

Расчетное и экспериментальное исследование теплообмена в головке цилиндра дизельного двигателя с учетом кипения

Абызов О.В., Галышев Ю.В., Шабанов А.Ю., Сидоров А.А.
СПбПУ Петра Великого, Россия

В условиях постоянного повышения литровой мощности поршневых двигателей важным ограничивающим фактором является тепловая и механическая напряженность деталей, подверженных тепловым нагрузкам. Одна из наиболее теплонапряженных деталей ДВС – головка цилиндра (блок цилиндра). Организация эффективного теплоотвода от головки – важная инженерная задача, решение которой из-за сложности геометрии и комплексного характера физических процессов, протекающих в головке, до недавнего времени представлялось лишь частично возможным.

На настоящий момент известно несколько методов моделирования теплообмена в системе охлаждения двигателя:

- Аналитические методы, основанные на теории подобия процессов, в которых характеристики теплообмена определяются по эмпирическим и полуэмпирическим зависимостям с использованием критериев подобия.
- Методы, в которых течение теплоносителя моделируется с помощью дискретных методов: метода конечных разностей, конечных элементов или конечных объемов. Для расчета теплообмена при этом используются полуэмпирические зависимости (α -формулы).
- Методы, при которых расчет гидродинамики и теплообмена выполняется в сопряженной постановке «жидкость – твердое тело» с использованием дискретных методов.

Методы третьей группы представляются наиболее перспективными [1]. Предлагаемая методика основана на прямом численном моделировании с использованием метода конечных объемов (МКО). В качестве рабочей среды используется пакет ANSYS Fluent 15.0.

Отдельным пунктом в расчете теплообмена в головке стоит учет возможного кипения охлаждающей жидкости. Исследование, проведенное авторами статьи [1] для головки цилиндра высокофорсированного дизельного двигателя размерности 15/17,5, показало, что при высоких тепловых нагрузках на режиме максимальной мощности в полости охлаждения возникают зоны кипения охлаждающей жидкости (ОЖ). Поскольку наличие кипения в корне меняет механизм теплопередачи, для корректной оценки процесса теплообмена необходимо введение модели кипения в расчетный алгоритм.

Существует несколько подходов к моделированию кипения в системе охлаждения двигателя:

- методы, основанные на моделировании однофазного течения с модифицированными граничными условиями для учета теплоты кипения;
- методы с использованием моделей течения гомогенной жидкости – такой, в которой пузырьки пара считаются мелкими и идеально перемешанными с жидкой фазой;
- методы с использованием моделей течения многофазной жидкости, таких как модель Эйлера;
- методы с использованием интерфейсных моделей, позволяющих разрешать на расчетной сетке даже мелкие пузырьки.

Подробное описание достоинств и недостатков приведенных методов приведено в [2]. В данной работе было решено использовать модель Эйлера. В качестве базовой модели пристеночного кипения была выбрана модель RPI [3] (неоднократными исследованиями было доказано, что кипение ОЖ в системе охлаждения ДВС на рабочих режимах является поверхностным пузырьковым [4]).

Методика была апробирована путем моделирования условий эксперимента Н.В. Тарасовой и др. по исследованию кипения недогретой воды в трубах [5] и показала хорошую корреляцию результатов.

Экспериментальное исследование проводится на безмоторном стенде, созданном на кафедре ИСУиТС СПбПУ специально для данного проекта. Такой стенд позволяет задавать условия теплового и механического нагружения, близкие к рабочим в двигателе, с помощью нагревательного элемента на основе галогеновых ламп. Безмоторный стенд позволяет производить термометрирование головки в широком диапазоне режимов, в том числе и экстремальных без риска повредить двигатель. Подробное описание стенда приведено в [6].

Исследование включает в себя ряд экспериментов:

1. Определение эпюры лучистого теплового потока стендового нагревательного устройства.
2. Термометрирование головки на режимах без кипения ОЖ.
3. Выход на режим поверхностного кипения и измерение температур охлаждаемой поверхности и огневой поверхности, определение тепловых потоков в теле головки.
4. Исследование влияния цикличности нагружения на теплообмен в головке.

На основании собранных данных предполагается получить универсальную модель теплообмена или набор моделей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Абызов О.В., Шабанов А.Ю., Галышев Ю.В. Численное исследование гидродинамики и теплообмена в полости охлаждения головки цилиндра дизельного двигателя с помощью конечно-объемной расчетной модели // Двигателестроение. — 2014. — № 2. — С. 8–10.
- [2] Gopinath, R., and Vijay, K., 2006, Heat Transfer and Wall Heat Flux Partitioning During Subcooled Flow Nucleate Boiling-A Review, J. Heat Transfer, 128 (12), pp. 1243.
- [3] N. Kurul and M. Z. Podowski. «On the modeling of multidimensional effects in boiling channels». In Proceedings of the 27th National Heat Transfer Conference, Minneapolis, Minnesota, USA. 1991.
- [4] Петриченко Р.М. Системы жидкостного охлаждения быстроходных двигателей внутреннего сгорания. Л.: Машиностроение, 1975. – 223 с.
- [5] Тарасова Н.В., Арманд А.А., Коньков А.С. Исследование теплоотдачи в трубе при кипении недогретой воды и пароводяной смеси. — в кн.: Теплообмен при высоких тепловых нагрузках и других специальных условиях. М. — Л., 1959, С. 6–22.
- [6] «Безмоторный тепловой стенд для моделирования температурных полей в головке цилиндра дизельного двигателя»: тезисы доклада. Неделя науки СПбПУ: материалы форума с международным участием. Институт энергетики и транспортных систем. Часть 1 – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2015.– с. 3-5. Соавторы: Шабанов А.Ю., Сидоров А.А., Галышев Ю.В.

Numerical and experimental study of heat transfer in the cylinder head of a diesel engine considering boiling

Abyzov O. V., Galyshev Yu. V., Shabanov A. Yu., Sidorov A. A.
SPbPU of Peter the Great, Russia

Комплексная методика расчета условий теплового и силового нагружения головки цилиндра поршневого ДВС

Галышев Ю.В., Шабанов А.Ю., Зайцев А.Б., Абызов О.В.
СПбПУ Петра Великого, Россия

Срок создания и качество проектирования современного высокофорсированного ДВС во многом определяется уровнем применяемых средств моделирования рабочих процессов, теплового и напряженно-деформированного состояния деталей и узлов двигателя. При этом наиболее сложным для моделирования узлом двигателя является головка цилиндров (ГЦД). Это является следствием сложной конструктивной формы головки, которая не может быть представлена иначе, как в трехмерной постановке. Сложная система высокоинтенсивных механических нагрузок, действующих на головку, ее высокая податливость и при этом – важность для обеспечения работоспособности уровня и характера распределения деформаций, как по зоне газового стыка, так и в зоне расположения механизма газораспределения, резко уменьшает возможность упрощения трехмерной модели головки. Высокая теплонапряженность этого узла требует обеспечения высокой точности расчета температур головки цилиндра. А это, в свою очередь, требует достаточной точности и достоверности задания граничных условий теплообмена по всем тепловоспринимающим и теплоотдающим поверхностям головки. При этом тепловые потоки, формирующие тепловую нагрузку на тепловоспринимающие поверхности головки, имеют различную физическую природу.

Тепловая нагрузка со стороны огневой поверхности головки формируется по механизмам вынужденной конвекции и радиационного теплообмена, со стороны газовоздушных каналов – вынужденной и свободной конвекции в зависимости от такта рабочего цикла. По теплоотдающим поверхностям полостей охлаждения тепловая нагрузка формируется по механизмам вынужденной конвекции с учетом возможных фазовых переходов охлаждающей жидкости. Кроме того, работают механизмы теплообмена при динамическом контакте (клапан-седло клапана), теплопередачи через масляный зазор (стержень клапана-направляющая втулка клапана). Таким образом, можно утверждать, что по условиям расчета теплонапряженного и напряженно-деформированного состояния ГЦД относится к классу наиболее сложных узлов двигателя.

Современные методы моделирования температурного и напряженно-деформированного состояния технических объектов, построенные на базе метода конечных элементов (МКЭ), хорошо отработаны и дают результаты высокой точности, однако только в случае соответствующей точности задания граничных условий теплового нагружения. Поэтому ключевым элементом комплексной системы автоматизированного проектирования ГЦД является система моделирования условий теплообмена по всем тепловоспринимающим и теплоотдающим поверхностям ГЦД.

На кафедре «Инжиниринг силовых установок и транспортных средств» ФГАОУ ВО «СПбПУ Петра Великого» разработана комплексная система моделирования теплового и напряженно-деформированного состояния головок цилиндров поршневых четырехтактных двигателей, включающая блоки расчета условий теплового и силового нагружения этих узлов. Методики, заложенные в основу этой системы, являются полностью универсальными, не требуют для своей работы предварительной эмпирической информации. Система позволяет с высокой степенью точности рассчитывать локальные мгновенные и средние за цикл тепловые потоки, действующие по основным поверхностям теплообмена – огневой поверхности ГЦД, поверхностям газовоздушных каналов и полостей охлаждения, седлам и направляющим втулкам клапанов, газовому стыку.

Модели комплекса полностью совместимы с форматами данных, используемых графическими системами проектирования типа SolidWork и ProEngineer, что позволяет включить разработанный программный продукт в комплексную сквозную технологию автоматизированного проектирования ГЦД.

С использованием описываемой разработки проведены реальные конструкторские работы по созданию современных высокофорсированных двигателей, которые показали высокую эффективность разработанного программно-методического комплекса.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Галышев Ю.В. Теория рабочих процессов в ДВС. Расчет рабочего цикла и газообмена в ДВС: учеб. Пособие / Ю.В. Галышев, А.Б. Зайцев, А.И. Костин, А.Ю. Шабанов. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2013. – 196 с.
- [2] Петриченко Р.М. Элементы системы автоматизированного проектирования ДВС: Алгоритмы прикладных программ. / Р.М. Петриченко, С.А. Батурич, А.Ю. Шабанов и др.; под общ. Ред. Р.М. Петриченко. – Л.: Машиностроение, 1990. 328 с.: ил.
- [3] Абызов О.В., Галышев Ю.В., Шабанов А.Ю. Численное исследование гидродинамики и теплообмена в полости охлаждения головки цилиндра дизеля / Двигателестроение, №2, 2014, с.8-10
- [4] Галышев Ю.В., Шабанов А.Ю., Зайцев А.Б., Немчикова М.Н. Задание граничных условий теплообмена в рабочих полостях головки цилиндра четырехтактного двигателя внутреннего сгорания / Научно-технические ведомости САБГПУ, №2 (195) 2014
- [5] Галышев Ю.В., Шабанов А.Ю., Макарин А.С. Оценка необходимой точности задания граничных условий головки цилиндров двигателя внутреннего сгорания / Вестник ГУМиРФ, №3, 2014, с.75-81
- [6] Кавтарадзе Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2001. – 591 с.
- [7] Шабанов А.Ю., Зайцев А.Б., Машкур М.А. Новый метод расчета граничных условий теплового нагружения головки блока цилиндров поршневого двигателя // Двигателестроение. — 2005. — № 1. — С. 5–9.
- [8] Шабанов А.Ю., Машкур М.А. Конечно-элементный метод расчета граничных условий теплового нагружения головки блока цилиндров поршневого двигателя // Деп. в ВИНТИ: N1827-B2004 от 19.11.04, 17 с.
- [9] Шабанов А.Ю., Сгибнев Ю.Е. Трехмерное моделирование локального теплообмена в КС карбюраторного ДВС с учетом постадийного выгорания топлива. Тезисы к докл. / Материалы 12-го Всесоюзного межотраслевого научно-технического семинара. - Санкт-Петербург, 1992. - с. 51.

Complex methods of calculation of conditions of thermal and force loading of the cylinder heads of reciprocating internal combustion engines

Galyshev Yu. V., Shabanov A. Yu., Zaitsev A. B., Abyzov O. V.
SPbPU of Peter the Great, Russia

Решение актуальных задач локального теплообмена в авиационных поршневых двигателях

Зеленцов А.А.

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия

ВВЕДЕНИЕ

Для обеспечения жестких требований по массе и минимизации расхода топлива авиационных поршневых двигателей (АПД) требуется постоянное улучшение процессов смесеобразования и сгорания топливовоздушной смеси, что отражается на интенсификации процессов локального теплообмена в камере сгорания (КС). Определение локальных тепловых потоков с учетом реальной геометрии поршня (вытеснитель, выточки под клапаны), при реализации индивидуальных моментов зажигания и различной закрутке потока на впуске, является актуальной задачей теплообмена в КС авиационных двигателей.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ

Математическая модель основана на системе уравнений нестационарных процессов переноса количества движения, энергии, массы и концентрации реагирующих веществ в расчетном объеме. Для замыкания системы после представления ее в осредненной форме используется k - ζ - f модель турбулентности с пристеночными функциями. Влияние химического процесса горения учитывается с помощью интенсивности внутреннего источника теплоты q_v , Вт/м³, и массового расхода m . Значения этих параметров определяются через скорость w_r химической реакции сгорания при использовании модели сгорания Магнуссена-Хартагера (B.F.Magnussen, B.H. Hjertager), либо модели когерентного пламени.

Расчеты проводились с помощью трехмерного CFD-кода FIRE, разработанного фирмой AVL List GmbH (Австрия) [1]. Ядро FIRE основано на численном методе контрольных объемов с использованием усовершенствованного алгоритма SIMPLE. Верификация математической модели осуществлялась на основании экспериментальных индикаторных диаграмм.

ИССЛЕДОВАНИЕ ЛОКАЛЬНОГО ТЕПЛООБМЕНА В КАМЕРАХ СГОРАНИЯ АПД

Расчетные и экспериментальные исследования проводились для двигателей с искровым зажиганием HKS700E (2 цилиндрический оппозитный, размерностью $D/S = 8,5/6,0$ см/см, взлетная мощность $N_e = 44,7$ кВт при частоте вращения коленчатого вала $n = 6200$ мин⁻¹), М9ФВ (9 цилиндрический звездообразный, размерностью $D/S = 10,5/13$ см/см, $N_e = 268$ кВт при $n = 1860$ мин⁻¹), Rotax-912UL (оппозитный 4-х цилиндрический, размерностью $D/S = 7,95/6,1$ см/см, $N_e = 59,6$ кВт при $n = 5800$ мин⁻¹).

Учет выточек под клапана позволил определить параметры интенсификации теплообмена в этих областях в период развитого сгорания, что связано с повышением турбулентности высокотемпературного газа, а также с характером его движения.

Изменение коэффициента теплоотдачи на огневом днище поршня в рабочем цикле двигателя носит ярко выраженный локальный характер. При этом локальные коэффициенты теплоотдачи существенно отличаются друг от друга не только по величине, но и по характеру изменения в течение рабочего цикла. На периферийной части поверхности огневого днища поршня нестационарный коэффициент теплоотдачи имеет одно экстремальное значение (максимум). На поверхности вытеснителя изменение коэффициента теплоотдачи характеризуется двумя экстремумами, при этом первое максимальное значение достигается до верхней мертвой точки, а второе – после нее.

Отмечается значительное влияние местоположения и индивидуальных моментов срабатывания

источников воспламенения топливовоздушной смеси на характеристики М9ФВ. Расчетные исследования показали, что оптимальный подбор индивидуальных углов опережения зажигания для основной и дублирующей систем ($\varphi_{ос1} = -20^\circ$ и $\varphi_{ос2} = -25^\circ$ ПКВ) позволяет снизить на 10-15% тепловые нагрузки на основные детали камеры сгорания.

В двигателе НКС700Е работа на периферийной свече приводит к падению мощности в сравнении с полным зажиганием на 22% с одновременным увеличением удельного эффективного расхода на 19,9%, при этом количество теплоты в стенке КС снижается на 30,5%.

Для повышения эффективности рабочего процесса АПД Rotax-912UL рассмотрена возможность вместе с изменением углов опережения зажигания для двух свечей интенсифицировать вихревое движение рабочего тела в цилиндре до величины вихревого числа $D_v = 1,89$ (рисунок 1).

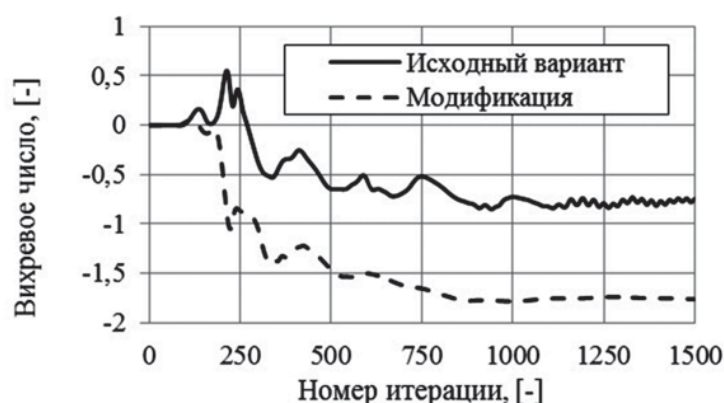


Рисунок 1 – Зависимости вихревого числа в вертикальной плоскости от номера итерации для исходной и оптимизированной формы впускного канала

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Выполненное в работе математическое моделирование рабочих процессов в АПД при учете различных мероприятий по обеспечению высоких эффективных показателей и определение условий теплообмена в камере сгорания позволяет достичь существенной экономии времени при доводке двигателя.

Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ (грант №12-08-00702а).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] FIRE. Users Manual Version 2014 / AVL List GmbH. – Graz (Austria), 2016. – (License Agreement for Use of the Simulation Software AVL FIRE between Moscow State Technical Univ. n.a. N.E. Bauman and AVL List GmbH, 2014).

КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Зеленцов Андрей Александрович: zelentsov.aa@gmail.com

Solution of Actual Problems of Local Heat Transfer in Aircraft Piston Engines

Zelentsov A.A.
Bauman MSTU, Russia

Локальный теплообмен в поршневых двигателях - развитие научного направления в МГТУ им. Н.Э. Баумана

Кавтарадзе Р.З.
МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия

ВВЕДЕНИЕ

На актуальность проблем теплообмена в поршневых двигателях указывали еще Р. Дизель и В.И. Гриневецкий, а в настоящее время развитие этого направления приобретает особое значение, прежде всего, из-за неуклонного роста литровой мощности и частоты вращения этих машин. Изложены краткая история и вклад кафедры «Поршневые двигатели» МГТУ им. Н.Э. Баумана в развитие направления, сформулированы нерешенные задачи локального теплообмена и теории рабочих процессов поршневых двигателей.

ЗАДАЧИ ЛОКАЛЬНОГО ТЕПЛООБМЕНА В ПОРШНЕВЫХ ДВС

Приоритет в применении теории турбулентного пограничного слоя для решения задач локального теплообмена в поршневых двигателях принадлежит кафедре «Поршневые двигатели» МГТУ им. Н.Э. Баумана. Решения получены как в рамках классической (полуэмпирической) теории Прандтля, основанной на гипотезе длины пути перемешивания, так и в рамках современной теории, базирующейся на 3D-CRFD-кодах с применением пристеночных функций [1,2].

Решения на основе классической теории пограничного слоя (ПС). Учет таких специфичных факторов, как радиационно-конвективный характер теплообмена и кривизна поверхностей камеры сгорания (КС), приводит к обобщенной постановке задачи локального теплообмена из решения которых, как частные случаи, вытекают решения многих известных из теплофизики задач (задачи С.С. Кутателадзе, А.И.Леонтьева, Э.П. Волчкова, Б.Н. Юдаева и др.). Гипотеза Прандтля предполагает, что рабочее тело за ПС представляет собой идеальный газ без трения и теплопроводности, что позволяет использовать «струйные» модели течения, в которых начальные скорости в сечениях КС вычисляются из термодинамических соотношений. Отсюда и вытекает основной недостаток классической теории ПС, согласно которой гидродинамические и тепловые потери сосредоточены в ПС, а турбулентность за ПС и ее предыстория не оказывают влияния на профиль скорости и температуры в ПС. Классическая теория в ряде случаев позволяет получить аналитическое решение и во всех случаях разумного применения, несмотря на указанные допущения, дает хорошие результаты. Проанализированы решения задач, полученные в рамках классической теории пограничного слоя: 1. Моделирование сложного (радиационно-конвективного теплообмена) в пограничных слоях КС и вычисление характеристик радиационного теплообмена в КС дизеля; 2. Обобщение интегральных соотношений Кармана и Польгаузена – Кружилина для расчета гидродинамического и термического ПС в КС; 3. Определение локальных турбулентных чисел Больцмана и Прандтля в КС; 4. Исследование роли излучения в сложном (радиационно – конвективном) теплообмене в дизелях; 6. Влияние излучения на профиль теплового ПС; 7. Влияние формы поверхности КС на профиль теплового ПС; 8. Исследование роли интенсивности вихревого движения заряда в локальном теплообмене в КС; 9. Доказательство правомерности применения фундаментального закона теплоотдачи Ньютона при знакопеременных нестационарных тепловых потоках в КС; 10. Определение толщины слоя нагара в КС, температуры и теплового потока на поверхности слоя и др.

Решения с применением 3D-CRFD-кодов. В задачах пограничного слоя, решаемых для поршневых двигателей с применением современных моделей пристеночной турбулентности, использу-

ется детальная схема пограничного слоя. Задачи решаются с использованием 3D-CRFD-кодов. В пристеночных слоях КС при $y^+ < 30$ (ламинарный подслой + Буферная зона) используется низкорейнольдсовая, а при $30 < y^+ < 200$ (область логарифмического закона) – высокорейнольдсовая модель турбулентности. Слабая зависимость профиля скорости от внешних условий (от числа Рейнольдса, от градиента давления) во внутренней области позволяет использовать пристеночные функции (например, функции Лундера-Сполдинга) - универсальные зависимости от безразмерного расстояния от стенки y^+ – аналога числа Рейнольдса. Для моделирования переноса и турбулентного сгорания в объеме КС – во внешней области (области развитого, высокорейнольдсового турбулентного течения) используются уравнения Навье-Стокса, Фурье-Кирхгофа, Фика и неразрывности, записанные в форме Рейнольдса в результате осреднения по Фавру. Турбулентное течение в ядре КС не отличается консервативностью и его свойства существенно зависят от предыстории протекающих процессов. Учет этого фактора и является основным преимуществом по сравнению с классической теорией Прандтля. В докладе проанализированы результаты моделирования локального теплообмена в камерах сгорания различных двигателей (авиационный бензиновый двигатель, автомобильный дизель и дизели, конвертированные в двухтопливный двигатель и газовый двигатель). Получены значения нестационарных тепловых потоков в зонах поверхности камеры сгорания, трудно «доступных» для классической теории Прандтля (выточки для клапанов на поверхности поршня, вытеснитель на поршне и др.).

Нерешенные задачи локального теплообмена в КС. К таким задачам следует отнести создание надежных моделей: 1. Образование сажи в процессе гетерогенного сгорания и распределения частиц сажи в ПС; 2. Генерации лучистого теплового потока камере сгорания и его влияния на профилях скорости и температуры в ПС; 3. Взаимного влияния лучистого и конвективного тепловых потоков; 4. Движения частиц сажи в ПС, их прилипания на поверхности КС, образования теплоизолирующего слоя нагара и распределения этого слоя на тепловоспринимающих поверхностях КС. Эти задачи особенно актуальны для дизелей, а также для бензиновых двигателей с непосредственным впрыскиванием. Следует подчеркнуть, что современные 3D-CRFD-коды и используемые в них модели турбулентности (включая пристеночные функций с большим количеством эмпирических коэффициентов) не учитывают эти факторы.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В заключении доклада проанализированы прогнозы развития математических моделей рабочего процесса и теплообмена с учетом перспектив развития поршневого двигателестроения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Кавтарадзе Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2016. -515 с.
- [2] Кавтарадзе Р.З. Теория поршневых двигателей. Специальные главы. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2016. –589 с.

КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Кавтарадзе Р.З.: kavtaradzerz@mail.ru

Local heat transfer problems in theory of piston engines – development of scientific directions in the Bauman MSTU

Kavtaradze R.Z.
Bauman MSTU, Russia

Оценка теплового состояния головки цилиндра двигателя воздушного охлаждения при его форсировании

Васильев А.В., Ларцев А.М., Федянов Е.А.

Волгоградский государственный технический университет, Россия

ВВЕДЕНИЕ

Предложен метод оценки теплового состояния головки цилиндра дизеля воздушного охлаждения, основанный на использовании данных испытаний и термометрирования дизеля с исходным уровнем форсирования. Метод позволяет установить возможные пределы форсирования при различных регулировках дизеля. Эффективность метода подтверждена примерами расчетов для тракторного дизеля 8ЧВН15/16 на различных уровнях форсирования.

МЕТОД ОЦЕНКИ ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ ГОЛОВКИ ЦИЛИНДРА

Наиболее теплонапряженными элементами в конструкции дизеля воздушного охлаждения являются, как показывает опыт испытаний и эксплуатации дизеля 8ЧВН 15/16, головки цилиндров. При форсировании дизеля наддувом возникает вопрос о возможных пределах повышения давления наддува и требуемой глубине охлаждения наддувочного воздуха, при которых температуры головки цилиндров не превышают допустимых пределов. Нами предлагается метод оценки теплового состояния головки цилиндров дизеля воздушного охлаждения, позволяющий ограничиться экспериментальным определением температур на огневом днище головки цилиндров только на исходном уровне форсирования. В основе метода лежит утверждение о том, что термические сопротивления теплопроводности собственно головки цилиндров R_λ и теплоотдачи в окружающую среду R_{α_0} остаются при форсировании двигателя практически неизменными. Таким образом, при форсировании температурное поле головки меняется только в результате изменения теплового потока в днище головки и термического сопротивления теплоотдачи на поверхностях камеры сгорания. Расчет ведем, связывая с каждой точкой измерения площадь некоторого участка поверхности огневого днища головки. Значение коэффициента α_k конвективной теплоотдачи вычисляем по формуле Г.Вошни, возможность применения которой для дизелей воздушного охлаждения большой размерности была предварительно подтверждена применением ее для определения полного тепловыделения по данным индицирования. Зная на исходном уровне форсирования тепловой поток Q_w , температуру T газов в цилиндре и значение коэффициента α_k конвективной теплоотдачи находим сумму термических сопротивлений $R=R_\lambda + R_{\alpha_0}$. Для оценки теплового состояния головки цилиндра на новом уровне форсирования необходимо знать, какие значения при этом примут T и α_k . Эти значения могут быть найдены путем моделирования рабочего цикла двигателя.

Рассчитывая с помощью математической модели на новом заданном уровне форсирования параметры двигателя и индикаторную диаграмму, определяем значение T , затем на основе расчетной индикаторной диаграммы вычисляем по формуле Вошни α_k и далее находим Q_w . Имея для нового уровня форсирования расчетные значения Q_w , α_k и T , вычисляем по формуле Ньютона-Рихмана новое значение средневзвешенной температуры днища головки цилиндра. В соответствии с распределением площади огневого днища головки по зонам измерения температур обратным пересчетом находим прогнозные значения в этих зонах. С помощью разработанного метода проведена серия расчетов полей температур днища головки цилиндра по дизелю 8ЧВН15/16 для широкого диапазона мощностей на трех уровнях охлаждения наддувочного воздуха в ОНВ: $\Delta T=35^\circ, 70^\circ, 105^\circ$. Эффективность предложенного метода была проверена на основе результатов испытаний семи уровней форсирования дизеля 8ЧВН15/16, включающих термометрирование днища головки цилиндра в пяти наиболее характерных точках.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Сравнение результатов расчетного определения значений температур днища головки с экспериментальными данными свидетельствует об их хорошем соответствии. Практически полное совпадение экспериментальных и расчетных значений температур в экстремальных точках, где диапазон абсолютной погрешности находится в интервале 0 до 3,5%. Таким образом, предлагаемый метод позволяет правильно прогнозировать тепловое состояние головки цилиндров при форсировании дизеля воздушного охлаждения наддувом и может быть использован в инженерной практике для оценки возможных пределов форсирования таких дизелей, выбора регулировок топливоподачи и параметров охладителя наддувочного воздуха.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Ларцев, А.М. Оценка эффективных показателей двигателя воздушного охлаждения В-400 при его форсировании/ А. М. Ларцев // Двигателестроение. – 2014.– №1. – С.26-29.
- [2] Nomura, T. Development of Temperature Estimation Method of Whole Engine Considering Heat Balance under Vehicle Running Conditions / T. Nomura, K. Matsushita, Y. Fujii, H. Fujiwara // SAE International Journal of Engines. – 2014. – Vol. 8, is. 1. – P. 120–134.
- [3] Methodology for the estimation of cylinder inner surface temperature in an air-cooled engine / E. C. Trujillo, F. J. Jiménez-Espadafor, J. A. B. Villanueva, M. T. García // Applied Thermal Engineering. – 2011. – Vol. 31, is. 8–9. – P. 1474–1481.
- [4] Злотин, Г.Н. Теплотехника / Г.Н. Злотин, Е.А. Федянов; ВолгГТУ – Волгоград, 2005. – 339 с.
- [5] Кавтарадзе, Р. З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях / Р. З. Кавтарадзе. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2007. – 472 с.
- [6] Васильев, А. В.Повышение эффективности дизеля совершенствованием газораспределения / А. В. Васильев, Е.А. Григорьев, Е.А. Дивинский // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2000, № 6. – С. 20 - 22.
- [7] Васильев, А.В. Исследование рабочего процесса дизеля 8ЧВН15/16 с силовой газовой турбиной / А. В. Васильев, Е.А. Дивинский // Двигателестроение. – 2004, № 2. – С. 15 - 17.
- [8] Ларцев, А.М. Особенности форсирования наддувом дизелей воздушного охлаждения большой размерности: монография / А.М.Ларцев; ВолгГТУ. – Волгоград, 2015. – 163 с.

КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Ларцев А.М.: lartsev.am@yandex.ru

Estimation of the cylinder head thermal state of the air cooling engine when it is crossing

A.V.Vasilyev, A.M.Lartsev, E.A.Fedyanov
Volgograd state technical University, Russia

Стандарт ИМО Tier-III NECA. Доступные и достаточные технологии. Риски и затраты судовладельцев

Новиков Л.А.

журнал «Двигателестроение», Россия

Смирнов А.В.

ВИ(ИТ), Россия

ВВЕДЕНИЕ

Пересмотренное Приложение VI к Международной Конвенции МАРПОЛ 73/78, вступившее в силу 01.01.2011, наметило план поэтапного снижения выбросов NOx от судовых энергетических установок. Согласно этому плану, к 01.01.2016 было предусмотрено сокращение выбросов NOx судовых дизелей на 80 % на уровне ИМО Tier-III (3,4-2,0 г/кВт.ч) в областях контроля выбросов (NECA – Emission Control Area for Nitrogen Oxides). К областям NECA в настоящее время относятся Североамериканское побережье Канады и США, а также Балтийское и Северное моря.

По инициативе США стандарт ИМО Tier-III был введен в Североамериканской зоне NECA с 01.01.2016 года. На 65-ой сессии КЗМС Международной морской организации (ИМО) по инициативе Российской Федерации было принято решение о переносе стандарта ИМО Tier-III в Балтийском и Северном морях на пять лет (до 01.01.2021 года).

РИСКИ ПРИМЕНЕНИЯ ТЕХНОЛОГИИ SCR НА СУДАХ

В соответствии с регламентом работы Комитета по предотвращению загрязнения морской среды (КЗМС) ИМО решение о сроках введения стандарта ИМО Tier-III в зонах NECA может быть принято при выполнении трех обязательных условий:

наличие репрезентативных данных о доминирующем (или, по меньшей мере, значительном) вкладе выбросов от судового трафика в общее загрязнение атмосферы;

наличие промышленно освоенных и коммерчески доступных технологий, обеспечивающих выполнение заявленных технических нормативов выбросов;

отсутствие при использовании промышленно освоенных и коммерчески доступных технологий образования токсичных отходов, требующих утилизации.

Сторонники введения стандарта ИМО Tier-III, входящие в Хельсинский комитет (HELCOM – Германия, Швеция, Финляндия, Дания), ориентируясь на развитие бизнеса в области производства оборудования для очистки газов, оценили вклад в общий уровень загрязнения атмосферы выбросами NOx от судового трафика в Балтийском море величиной порядка 10%, что вдвое превышает все ранее опубликованные прогнозы.

Для двигателей судов, работающих на жидком топливе, безальтернативной коммерчески доступной технологией для снижения выбросов NOx до уровня ИМО-Tier III, определена технология селективного каталитического восстановления NOx аммиаком, образующемся при термическом разложении водного раствора мочевины (SCR-процесс).

Дополнительные расходы судовладельцев при внедрении технологии SCR на судах считаются незначительными, поскольку учитывают только стоимость восстанавливающего реагента – водного раствора мочевины торговой марки AdBlue.

Как показали исследования и результаты опытной эксплуатации, технология SCR несет в себе комплекс технологических и эксплуатационных рисков в силу ряда серьезных недостатков, трудно сочетаемых с условиями работы на судах, а именно:

опасность появления в выпускной системе дизеля, не вступившего в реакцию газообразного аммиака, и недостаточная эффективность процесса при работе двигателя на режимах с низкой и переменной нагрузкой (зона «холодного риска»);

высокие эксплуатационные риски необратимой дезактивации дорогостоящего катализатора и необходимость его преждевременной замены вследствие низкого качества топлива или при не критичных неисправностях и авариях в топливной системе или системе наддува;

дополнительное выделение углекислого газа (суммарно до 3 %) вследствие повышения противодавления выпуску, а также в процессе гидролиза водного расхода мочевины.

ОЦЕНКА ДОПОЛНИТЕЛЬНЫХ ЗАТРАТ СУДОВЛАДЕЛЬЦЕВ

При оценке экономической эффективности применения технологии SCR на судах важнейшим показателем является ресурс работы катализаторов. При этом ни один из производителей не формулирует браковочные критерии, по которым можно дать объективное заключение о том, что ресурс катализатора полностью выработан.

При работе судового дизеля с SCR-реактором под ресурсом работы катализаторов следует считать время, в течение которого выбросы NOx, измеренные за реактором, продолжают соответствовать требованиям стандарта IMO Tier-III. Как показали результаты исследований, выбросы NOx выходят за пределы нормы IMO Tier-III уже после того, как эффективность SCR-процесса снижается на 15-20 % по отношению к первоначальному уровню. Это соответствует ресурсу примерно 10-12 тыс. часов (не более двух лет).

Анализ показал, что работа судового дизеля с SCR-реактором характеризуется ростом эксплуатационных затрат судовладельцев до (5,0–7,5) €/МВт.ч, при удельных затратах на замену катализатора (0,85–1,75) €/МВт.ч и затратах на мочевины (4–6) €/МВт.ч, что составляет более 10 % от затрат на топливо. С учетом величины инвестиционных затрат на установку SCR-реактора на борту судна и высокой стоимости малосернистого топлива (S 1000 ppm) ожидается рост эксплуатационных затрат судовладельцев при работе судов в зоне NECA примерно на 40%.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Оценка дополнительных затрат судовладельцев показала, что они достаточно высоки и решающим образом могут повлиять на экономику коммерческого судоходства.

Инициаторам технической политики и природоохранной стратегии, направленной на радикальное снижение вредных выбросов судовых дизелей, предстоит осознать экономические последствия и вероятность потери конкурентоспособности коммерческого судоходства в морях и портах, где планируется введение зон NECA.

КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Новиков Л.А. cnidi_ecoservice@diesel.ru

Standard IMO Tier-III NECA. Available and sufficient technologies. Risks and expenses for ship-owners

Novikov L.A.
magazine «DVGATELESTROYENIYE» (Engines construction), Russia
Smirnov A.V.
MI(ET), Russia

Методика сквозного проектирования ТПА по требованиям, предъявляемым к дизелю

Грехов Л.В., Денисов А.А., Старков Е.Е., Барченко Ф.Б., Кулешов А.С., Маластовский Н.С.
МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия

Доклад коллектива авторов из МГТУ им. Н.Э. Баумана (Грехов Л.В., Денисов А.А., Старков Е.Е., Барченко Ф.Б., Кулешов А.С., Маластовский Н.С.) посвящен разработанной и апробированной технологии сквозного проектирования ТПА на основе расчетов рабочего процесса по требованиям, предъявляемым к двигателю в целом, в частности, экологическим (рисунок 1). Для удовлетворения требований производится оптимизационный расчет рабочего процесса, в ходе которого формулируется задача проектирования ТПА. Процесс итерационный: после уточнения параметров функционирования ТПА, проводится повторный расчет рабочего процесса.



Рисунок 1 – Схема технологии сквозного проектирования

Оптимизационные работы производятся путем минимизации функции цели, учитывают многорежимность работы дизеля, учитывают ограничения параметров рабочего процесса.

Демонстрируются результаты применения методики на примере трех перспективных российских дизелей, создаваемых ведущими предприятиями отрасли: Д200 ОАО «Пензадизельмаш», ДМ-185Т ОАО «УДМЗ», М150М ОАО «Звезда».

Приводится анализ различных стратегий впрыскивания топлива и их влияния на энергетические и экологические показатели рабочего процесса. Исследован потенциал и показана эффективность формирования сложного переднего фронта характеристики впрыскивания с участками разной интенсивности: ступенчатого (рисунок 2) либо ломаного.

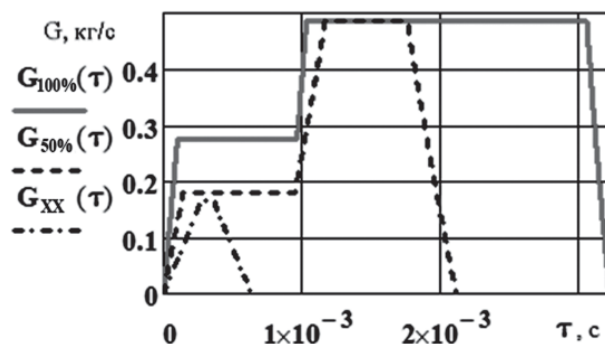


Рисунок 2 – Характеристика впрыскивания топлива со ступенчатым передним фронтом на различных режимах: сплошная линия - режим полной нагрузки; штриховая - 50% нагрузки; штрихпунктирная - режим холостого хода

Численные параметры характеристики подлежат оптимизации с целью определения наилучшего варианта с точки зрения показателей рабочего процесса.

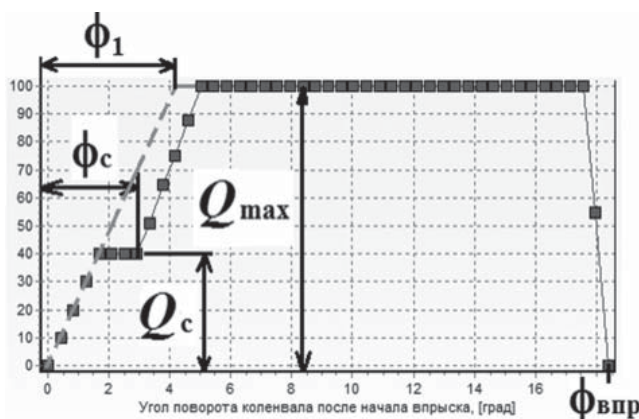


Рисунок 3 – Параметры ступенчатой характеристики впрыскивания: ϕ_c – продолжительность ступеньки; $\phi_{впр}$ – продолжительность впрыскивания; Q_c – ограниченный расход топлива через форсунку на ступеньке; Q_{max} – максимальный расход; штриховая линия – традиционная характеристика впрыскивания; ϕ_1 – продолжительность нарастания расхода

Представлены технологичные конструкции ЭГФ с возможностью организации требуемой формы характеристики впрыскивания. Часть описанных конструкций в настоящее время находится в стадии изготовления и подготовки к совместным испытаниям на предприятии ОАО «НЗТА».

КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Денисов А.А.: adenisov@bmstu.ru

End-to-End Design Method for Fuel Injection Equipment

Grekhov L.V., Denisov A.A., Starkov E.E., Barchenko F.B., Kuleshov A.S., Malastovsky N.S.
Bauman MSTU, Russia

Концепция и разработка перспективной топливоподающей аппаратуры аккумуляторного типа для среднеоборотных дизелей

Грехов Л.В., Денисов А.А., Старков Е.Е., Барченко Ф.Б., Кулешов А.С., Маластовский Н.С.
МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия

ВВЕДЕНИЕ

В силу непрерывно ужесточающихся требований экологических нормативов, ограничивающих выбросы вредных веществ с отработавшими газами дизелей, требуется обеспечивать малотоксичный рабочий процесс. В связи с чем, в процессе оптимизации рабочего процесса дизеля по критериям снижения эмиссии токсичных компонентов, обеспечения требуемой мощности и топливной экономичности предъявляются более жесткие требования к топливоподающей аппаратуре (ТПА).

ТЕНДЕНЦИИ КОНСТРУИРОВАНИЯ ПЕРСПЕКТИВНОЙ ТОПЛИВОПОДАЮЩЕЙ АППАРАТУРЫ

Анализ отечественного и мирового опыта конструирования аккумуляторной топливоподающей аппаратуры (ТПА) позволяет выделить тенденции конструирования ключевых компонентов электрогидравлических форсунок (ЭГФ). Повышенные требования при конструировании предъявляются к управляющему клапану и электроприводу, распылителю, компоновке камеры управления (КУ) и архитектуре ЭГФ в целом.

ПРОГНОЗ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ И ХАРАКТЕРИСТИК АККУМУЛЯТОРНЫХ ТОПЛИВНЫХ СИСТЕМ

Наиболее актуальными становятся показатели, которые влияют на эмиссию токсичных компонентов и характеризующие качество функционирования аккумуляторных топливных систем: максимальное давление впрыскивания; расход топлива на управление; подыгольный объем. Уровень максимального давления впрыскивания влияет на качество распыливания топлива, образование более однородной смеси для полного сгорания. Подыгольный объем оказывает влияние на эмиссию недогоревших углеводородов. Расход топлива, затраченного на управление процессом топливоподачи в ЭГФ, характеризует эффективность выбранной схемы форсунки. Этот параметр напрямую влияет на эффективный КПД дизеля.

В силу широких возможностей электронного управления для организации малотоксичного рабочего процесса, актуальным требованием, предъявляемым к аккумуляторным топливным системам, становится наличие возможности формирования впрыскивания.

РАЗРАБОТКА ПЕРСПЕКТИВНЫХ КОНСТРУКЦИЙ АККУМУЛЯТОРНЫХ ТОПЛИВНЫХ СИСТЕМ

На основе требований, полученных при оптимизации рабочего процесса среднеоборотных дизелей, и определенными показателями, характеризующими функционирование перспективной аккумуляторной топливной аппаратуры были разработаны конструкции ЭГФ, проиллюстрированные на рисунке 1.

За базовую конструкцию была принята современная ЭГФ, проиллюстрированная на рисунке 1а, дизеля ДМ-185Т (12ЧН 18,5/21,5) производимого ОАО «УДМЗ».

Для формирования характеристики впрыскивания была разработана ЭГФ с дополнительным клапаном в КУ, рисунок 1.б. В данном техническом решении реализуется идея ступенчатого срабатывания давления из КУ.

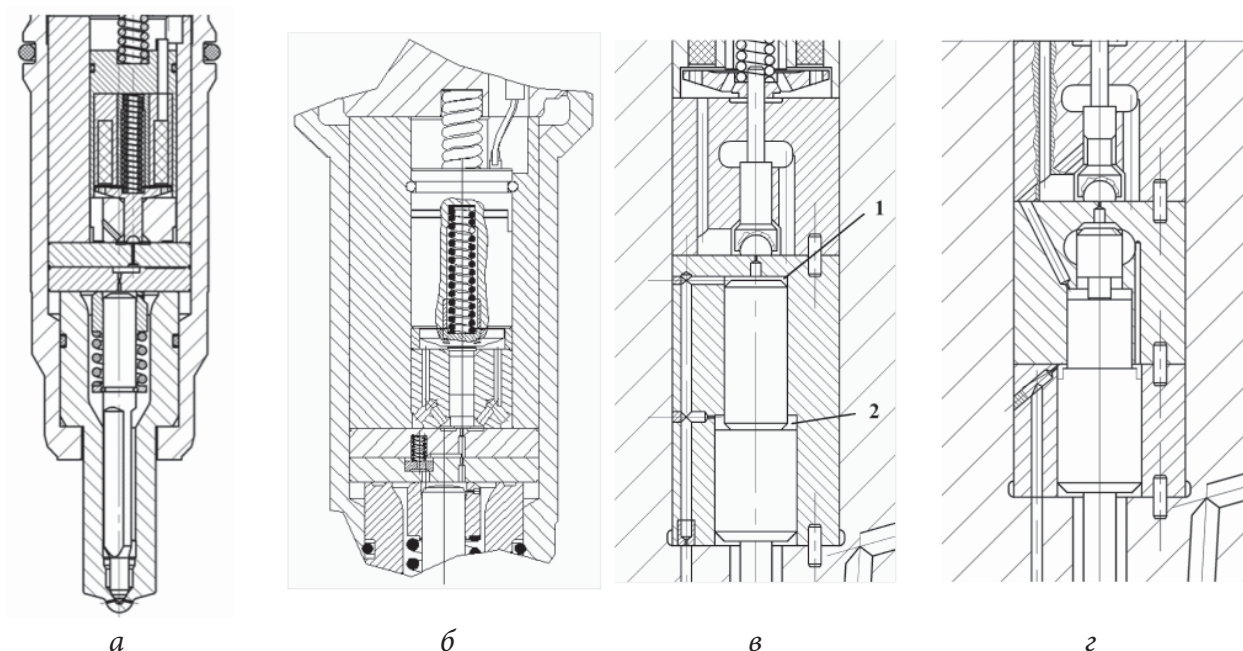


Рисунок 1 – Разработанные перспективные конструкции ЭГФ:
 а – Базовая ЭГФ; б – ЭГФ с клапаном в КУ; в – ЭГФ с двумя камерами управления;
 г – ЭГФ с пьезоприводом и гибким формированием характеристики впрыскивания

В ЭГФ, проиллюстрированной на рисунке 1в имеется мультипликатор запираания иглы и две камеры управления – основной (1) и вспомогательной (2). Формирование характеристики впрыскивания осуществляется за счет различной сжимаемости и перетечек в объемах камер управления. В ЭГФ с гибким формированием характеристики впрыскивания, рисунок 1г, имеет измененную гидравлическую схему. Двухзатворный клапан здесь последовательно соединяет камеры управления с линией слива.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработанная перспективная аккумуляторная ТПА имеет усложненную конструкцию, что обуславливает, удорожание технологии производства ключевых компонентов. В силу непрерывного ужесточения требований экологического законодательства реализация перспективной аккумуляторной ТПА с формированием характеристики впрыскивания для обеспечения малотоксичного рабочего процесса становится более необходима.

КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Старков Е.Е.: starkovee@gmail.com

Perspective Common Rail Fuel Supply Equipment for Medium-speed Diesel Engines. Concept and Design

Grekhov L.V., Denisov A.A., Starkov E.E., Barchenko F.B., Kuleshov A.S., Malastovsky N.S.
 Bauman MSTU, Russia

Разработка, создание и исследование топливных систем с саморегулированием давлений впрыскивания топлива

Каракеев А. К.

ПГУ им. С. Торайгырова, Казахстан

Саморегулирование давлений начала и конца процесса впрыскивания топлива (ПВ) достигается в топливных системах (ТС) с бездренажными форсунками с глухим колпаком (ФГК) на рис. 1, когда длина разобщающего элемента ($l_{рз}$) меньше максимального хода иглы (y_{max}), т. е. $l_{рз} < y_{max}$ [1, 2], а также при $l_{рз} > y_{max}$ [3, 4], принцип работы которых такой же, как и ТС с ФГК на рис. 1. На рис. 2 приведены РХ при $l_{рз} = 0,5$ мм.

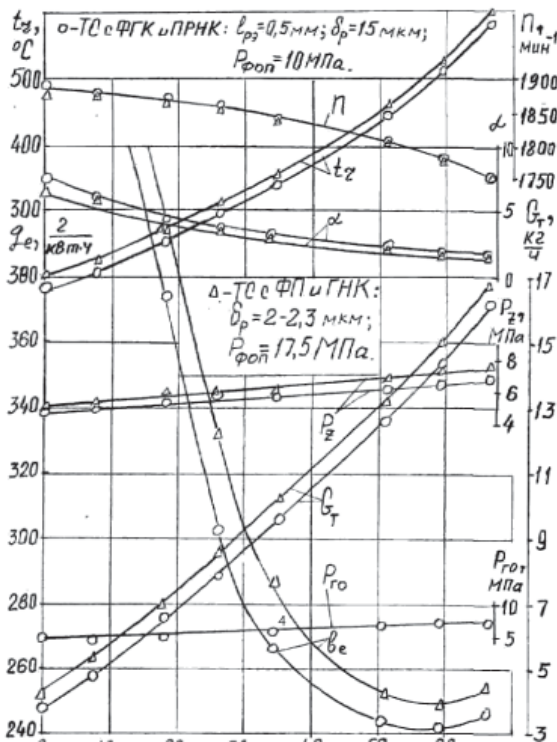


Рисунок 1

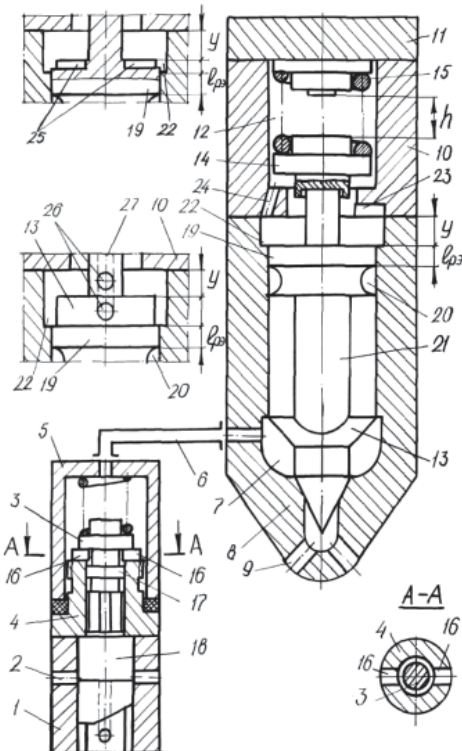


Рисунок 2

По мере достижения иглой упора надыгольные (НП 12) и подыгольные (ПП 7) полости со общаются между собой через кольцевую проточку каналами, выполненными в виде пазов или отверстий в корпусе форсунки или верхнем торце иглы выше РЭ. Игла садится под действием совместных усилий пружины и повысившегося давления топлива p_2 в НП, оно уже соизмеримо с $p_{ф}$, что резко сокращает этап выжимания (ЭВ) топлива. НП в периоды между циклами (ПМЦ) ПВ разгружается так, что игла открывается при необходимом давлении начала впрыскивания топлива $p_{ф0}$ от суммарного воздействия за-тяжкой пружины и $p_{Г0}$. Снижение p_2 в ПМЦ осуществляется путём отвода топлива из НП через РЭ 19 (рис. 1) в линию высокого давления (ЛВД) 6 и РНК в линию низкого давления (ЛНД). По мере понижения пн время между последовательными циклами (ПЦ) увеличивается и возрастают время разгрузки и разгрузка НП, снижая остаточное давление $p_{Г0}$ в НП, что понижает $p_{ф0}$ и $p_{пос}$ иглы и дополнительно повышается стабильность ПВ и уменьшается минимальная цикловая топлива ($V_{Цmin}$). По мере пониже-ния пн время между ПЦ увеличивается, соответственно возрастают время разгрузки и разгрузка НП, снижая $p_{Г0}$, что понижает $p_{ф0}$ и $p_{пос}$ иглы и, как следствие, дополнительно повышается стабильность ПВ. Из-за того, что в [3, 4] $l_{рз} > y_{max}$ уменьшаются перетечки топли-ва в НП и облегчается регулировка ФГК на $p_{фон}$, определяемого только затяжкой пружины, так как РЭ не выходит из направляющей поверхности распылителя, меньше изнашиваются кромки РЭ, что

способствует повышению стабильности ПВ и равномерности дозирования топлива разными ФГК многоцилиндрового дизеля.

Применительно к дизелю А-41 на основе серийной ТС были разработаны и созданы ТС с ФГК [3, 4], укомплектованные РНК с плоским ограничением хода клапана (ПРНК) без уплотнительных конусов, что на рис. 1. На базе распылителей с диаметральной зазором $p = 15$ мкм и характерном $d_x = 3,6$ мм были изготовлены комплекты распылителей с разными $l_{pэ}$, равными 0,5; 1,5; 3 мм путём изготовления лысок 21 на иглах 13 (рис. 1). При регулировке на $p_{фон}$ опытной ФГК столкнулись с определёнными трудностями из-за интенсивного перетекания топлива из ПП в НП, в особенности по мере роста $p_{фон}$, разные значения которых были необходимы для проведения экспериментов. Поступали следующим образом. На каждую опытную ФГК устанавливался серийный распылитель с малым p и регулировалась на $p_{фон}$, затем он заменялся опытным распылителем с малым $l_{pэ}$ и $p = 15$ мкм. Каждая опытная ФГК контролировалась на $p_{фон}$, а вместо дизтоплива использовалась смесь его с моторным маслом.

Для моторных исследований был выбран вариант ФГК с $l_{pэ} = 0,5$ мм и $p_{фон} = 10$ МПа, так как он более приемлем по $p_{ф0}$ для сравнения с серийной ТС с серийной пружинной ФП со сливом дренажного топлива (СДТ) при $p_{фон} = 17,5$ МПа, о чём свидетельствуют и сравнительные РХ (рис. 2). Каждая из РХ была снята после подрегулировки соответствующей ТС перед установкой на дизель, причём ТС с ФГК при $l_{pэ} = 0,5$ мм и $p_{фон} = 10$ МПа работает с меньшей степенью неравномерности Н, причём p_{z0} изменяется от 5 до 7,5 МПа, что приводит к изменению $p_{ф0z}$ от 8 до 12 МПа только от воздействия p_{z0} . С учётом $p_{фон} = 10$ МПа $p_{ф0}$ изменяется от 18 до 22 МПа, т. е. при ФГК с малыми $l_{pэ}$ обеспечивается автоматическое саморегулирование давлений начала и конца ПВ в зависимости от режима работы ТС, т. е. достигаются цели, поставленные в изобретениях [14]. Исследования на дизеле подтвердили теоретические исследования, заложенные в основу создания изобретений, и безмоторных испытаний, показывая, что ФГК обеспечивает более экономичную работу в основном из-за совершенствования ПВ с автоматическим саморегулированием давлений начала и конца ПВ в зависимости от режима, о чём свидетельствуют и меньшие значения t_p , так как СДТ был незначителен из-за малых Р при ФП. По РХ (рис. 2) $p_{Г0}$ возрастает от 4,5 до 7,5 МПа ($p_{ф0z}$ от 7 до 12 МПа) при изменении N_e от 0 до $N_{енОМ}$. Некоторое снижение p_z при работе дизеля с ФГК по РХ, как показали индикаторные диаграммы, можно объяснить тем, что ПВ в цилиндры при ФГК начинается позже из-за роста $p_{ф0}$, связанного с ростом $p_{Г0}$, но заканчивается раньше из-за роста p_z к концу ПВ, которое соизмеримо уже с $p_{ф0}$ и вызывает сокращение продолжительности $PВ_{ВНП}$, интенсифицируя ПВ и повышая экономичность работы дизеля. Преимущество опытной ФГК сильнее проявляется на режимах ХХ, малых нагрузок и частот.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] А. с. 1201543 СССР, МКИ FO2M 59/44. Топливная система для дизеля / А. К. Каракаев; ПИИ // Б.И. 1985. № 48.
- [2] Пат. 980 KZ, МКИ FO2M 59 / 44. Дизельге арналган отын жуйесі – Топливная система для дизеля / А. К. Каракаев ; КазГТУ // Бюл. 1994. № 2.
- [3] А. с. 1416736 СССР, МКИ FO2M 59/44. Топливная система для дизеля / А. К. Каракаев; ПИИ // Б.И. 1988. № 30.
- [4] Пат. 977 KZ, МКИ FO2M 59/44. Дизельге арналган отын жуйесі – Топливная система для дизеля / А. К. Каракаев; КазГТУ // Бюл. 1994. № 2.

Design, development and study of fuel systems with the regulation of the pressure of injection of fuel

Karakaev A. K.
S. Toraygyrov PSU, Kazakhstan

Нагруженность дизельного топливного насоса высокого давления при скоростном форсировании

Салыкин Е.А., Липилин В.И., Скоробогатов А.А., Славущий В.М.
ВолгГТУ, Россия

Дизельные топливные насосы высокого давления (ТНВД) имеют огромное значение для формирования функциональных характеристик систем топливоподачи непосредственного действия, до сих пор используемых, в частности, для дизельных двигателей малой мощности. Данные системы, оснащенные механическим регулятором, отличаются относительно низкой стоимостью, высокой надежностью и обеспечивают удовлетворительные эффективные и экономические показатели дизелей. Конструкции ТНВД таких систем используются уже значительный период времени практически без изменений с момента их создания. В качестве примера можно привести, ТНВД разработанный в середине 80-х годов прошлого века для одноцилиндровых дизелей воздушного охлаждения с непосредственным впрыском топлива фирмы Yanmar [1]. Современные тенденции по улучшению показателей дизельных двигателей, особенно ужесточение экологических норм, требуют соответствующей оптимизации характеристик процесса подачи топлива [2].

Одним из путей совершенствования систем топливоподачи непосредственного действия является скоростное форсирование ТНВД, при котором вал ТНВД вращается с той же скоростью, что и коленчатый вал четырехтактного двигателя [3]. У каждой секции такого ТНВД, наряду с основным нагнетательным ходом плунжера, за счет которого реализуется подача топлива в цилиндр двигателя, появляется дополнительный нагнетательный ход. Дополнительный ход плунжера может быть использован в различных целях, например, для регулирования начального давления топлива в линии высокого давления с помощью управляемого перепускного клапана.

Основное преимущество системы топливоподачи со скоростным форсированием ТНВД – повышение уровня давлений подачи топлива (рис. 1).

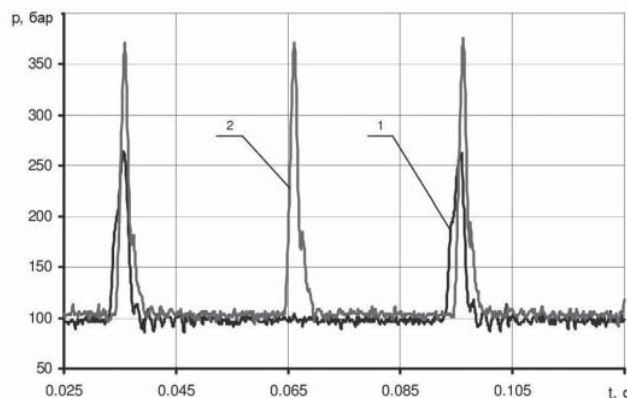


Рисунок 1 – Давление топлива в линии высокого давления (ТНВД дизеля Kiror KM186FA, эксперимент):
1 – частота вращения вала ТНВД 1000 мин⁻¹; 2 – 2000 мин⁻¹.

Одной из проблем, возникающих при скоростном форсировании ТНВД, является рост нагруженности элементов ТНВД, связанный, в основном, с повышением давления топлива в надплунжерной полости ТНВД. Однако, у ТНВД, используемых для одноцилиндровых двигателей фирмы Yanmar и их аналогов фирмы Kiror, увеличение нагрузок в приводе (сопряжение кулачок – толкатель плунжера) составляет менее 20 % (рис. 2). Величина контактных напряжений остается в допустимых, для используемого материала пределах.

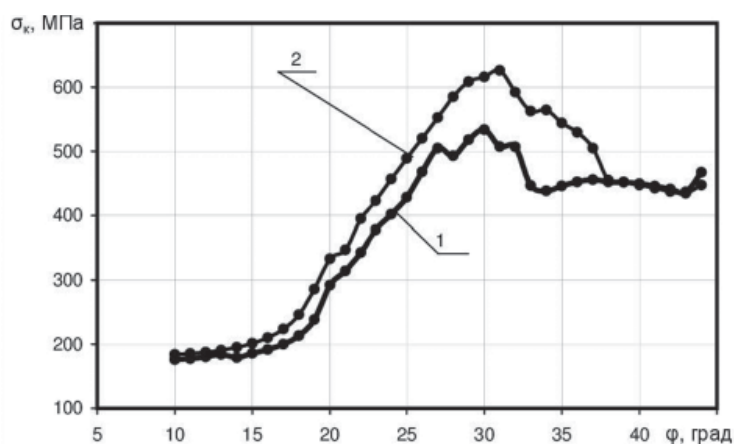


Рисунок 2 – Контактные напряжения в сопряжении кулачок - толкатель плунжера (ТНВД дизеля Kipor KM186FA, расчет):
1 – частота вращения вала ТНВД 1000 мин⁻¹; 2 – 2000 мин⁻¹.

Результаты выполненных расчетов нагруженности элементов ТНВД, а также натурные эксперименты, проведенные на безмоторном стенде, показывают, отсутствие для ТНВД малых дизелей опасного для прочности и долговечности конструкции увеличения нагрузок при скоростном форсировании ТНВД.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Kubota, K. The Ultra-Mini Fuel Injection Pump Development for Small Air-Cooled Diesel Engines / Kubota, K., Ohashi, R., Taniguchi, H. // SAE Tech. Pap. Ser. – 1985. – № 850069. – P. 1-12.
- [2] Грехов, Л.В. Конструкция, расчет и технический сервис топливоподающих систем дизелей: учеб. пособие / Л.В. Грехов, И.И. Габитов, А.В. Неговора. – М.: Легион-Автодата, 2013. – 292 с.
- [3] Салыкин, Е.А. Опыт модернизации дизельных систем топливоподачи непосредственного действия / Е.А. Салыкин, // Известия ВолгГТУ. – Волгоград, 2011. – №8. – С. 38-40.

КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Салыкин Е.А.: atd304@vstu.ru

Loading of the diesel injection pump at speed forcing

Salykin E.A., Lipilin V.I., Skorobogatov A.A., Slavutskij V.M.
VSTU, Russia

К вопросу о надежности электрогидравлических форсунок

Хрящёв Ю.Е., Соколов О.Н.
ФГБОУ ВО ЯГТУ, Россия

Собственные статистические исследования и исследования ряда авторов [1,2,3] показывают, что наибольшее число отказов в работе дизеля, оснащенного современной аккумуляторной системой топливоподачи, приходится именно на топливную аппаратуру. Самой уязвимой оказывается самый сложный ее элемент – электрогидравлическая форсунка (ЭГФ). Износ ЭГФ приводит к чрезмерному увеличению расхода топлива и вредных выбросов с отработавшими газами.

Таким образом, актуальной представляется задача определения наиболее изнашиваемых ее элементов и разработка способов прогнозирования износов и предотвращения отказов.

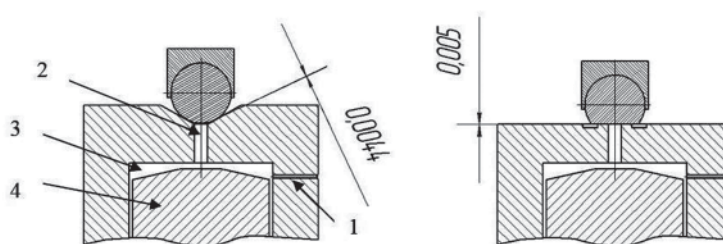


Рис.1 Клапана высокого давления ЭГФ (Bosch, Denso), 1-впускной дроссель, 2 – выпускной дроссель, 3- управляющая камера, 4- поршень мультипликатор.

При открытии дросселя 2 (Рис.1), топливо перетекает из управляющей камеры 3 в контур низкого давления, за счет разницы расходов дросселей 1 и 2, поршень 4 поднимается и позволяет игле также подняться и произвести впрыск. От расхода топлива через управляющую камеру зависят многие параметры впрыска, а следовательно и надежность системы топливоподачи [4].

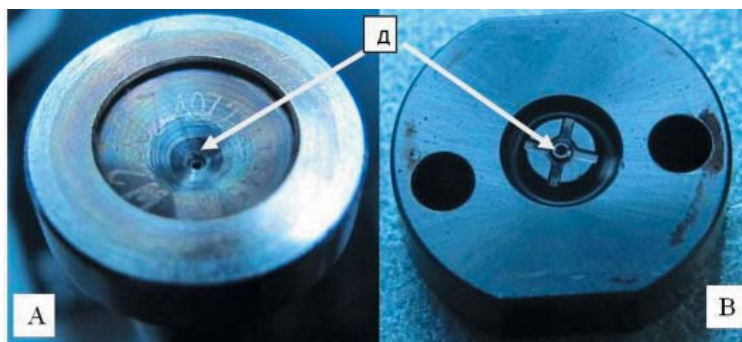


Рис.2 Вид поверхности удержания высокого давления в камере управления ЭГФ (А-Bosch, В – Denso) Д – места износа

На рис. 2 показаны поверхности запирания высокого давления в камере управления со следами эрозионного износа.

Как показали исследования, основной причиной повышенного износа уплотняющих поверхностей клапанов является наличие следов износа и притирки, а также механические частицы, которые приводят к эрозионному износу вследствие течения топлива через клапан [3]. Для оценки сравнения надежности клапанов высокого давления использовался критерий минимальной скорости и давления в зависимости от их конструкции и режимов истечения через них дизельного топлива.

Для определения гидравлических параметров истечения топлива в каналах высокого и низкого давления использовано уравнение Навье – Стокса и уравнения неразрывности течения. По ре-

результатам расчета определено, что при заданном входном давлении 100МПа, в клапане типа Denso возникает зона повышенного давления, расположенная в области дросселирующего зазора, что свидетельствует о большем влиянии давления и скорости топлива на эрозионный износ клапана типа Denso, чем на клапан типа Bosch. В эксплуатации, определение состояния изношенности клапанов высокого давления ЭГФ затруднительно, но диагностика возможна по косвенным признакам, например, по отклонению фактического электротока питания дозатора, регулирующего уровень давления топлива в аккумуляторе. При повышенном расходе топлива через клапана высокого давления ЭГФ, фактическое значение электротока дозатора уменьшается.

Фактическая реализация предлагаемого метода возможна при внедрении в ЭБУ дизеля подпрограммы, оценивающей время-частотную характеристику работы дизеля.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Грехов Л.В., Габитов И.И., Неговора А.В. Конструкция, расчет и технический сервис топливоподающих систем дизелей: Учебное пособие.- М: Легион-Автодата, 2013. 292 с
- [2] Stoeck T, Osipowicz T, Abramek KF. Methodology for the repair of Denso Common Rail solenoid injectors. *Eksploatacja i Niezawodnosc – Maintenance and Reliability* 2014; 16 (2): С. 270–275.
- [3] Габитов И.И., Валиев А.Р., Вахитов Р.А. Анализ неисправностей электрогидравлических форсунок типа Common Rail // *Тракторы и сельхозмашины*. 2011. № 11. С. 41-43.
- [4] А.Н.Пойда, А.Н.Врублевский, Е.Ю.Зенкин Определение эксплуатационных показателей дизельной топливной аппаратуры по балансу расходов // *Автомобильный транспорт*. – Харьков: ХНАДУ. – 2008. №23. С. 135-139.

КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Хрящев Ю.Е.: khr.u.e@mail.ru

To the question about the reliability of electro-hydraulic injectors

Yu.Ye. Khryashchov, O.N. Sokolov
Yaroslavl state technical University

Перспективные направления развития аккумуляторных топливных систем дизелей

Шатров М.Г., Голубков Л.Н., Мальчук В.И., Дунин А.Ю., Душкин П.В.
МАДИ, Россия

ВВЕДЕНИЕ

Дальнейшие исследования конструкции и рабочего процесса аккумуляторных топливных систем (АТС) направлены на обеспечение развития транспортных дизелей с целью снижения их масса-габаритных показателей, повышения эффективности и соответствия ужесточающимся требованиям к составу отработавших газов. Большое внимание уделяется организации процессов смесеобразования и сгорания двигателей в условиях их форсирования увеличением давления наддува и номинальной частоты вращения коленчатого вала. В этой связи мероприятия по совершенствованию АТС направлены на: повышение давления впрыскивания до 300 МПа и выше; организацию двух и более кратной подачи топлива за цикл; управление формой характеристики впрыскивания и распределением топлива по зонам камеры сгорания дизеля в соответствии с режимом его работы (зональное смесеобразование). Прикладные научные исследования и экспериментальные разработки по этим направлениям проводятся при финансовой поддержке государства в лице Министерства образования и науки Российской Федерации по соглашению № 14.580.21.0002 от 27.07.2015 г. Уникальный идентификатор ПНИЭР: RFMEFI58015X0002.

УПРАВЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИКОЙ ВПРЫСКИВАНИЯ ТОПЛИВА

Цель исследования – экспериментальная проверка способа изменения формы характеристики впрыскивания путём воздействия на управляющие импульсы, подаваемые на управляющий электромагнитный клапан электрогидравлической форсунки.

Технический результат предлагаемого изобретения – обеспечение управления формой характеристики впрыскивания, при одновременном упрощении и удешевлении конструкции электрогидравлической форсунки по сравнению с существующими аналогами.

Применение предлагаемого способа обеспечило формирование как предварительных (режим №7, рисунок 1), так и последующих (за основным) впрысков (режимы №7 и 8). С помощью формирования управляющих импульсов тока возможно получение ступенчатой характеристики впрыскивания (режим №9).

ПРИМЕНЕНИЕ РАСПЫЛИТЕЛЕЙ, КОРРЕКТИРУЮЩИХ ПОДАЧУ ТОПЛИВА ПО ЗОНАМ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ДИЗЕЛЯ

Расположение входных кромок распыливающих отверстий в сочетании с управлением движением запирающей иглы распылителя ЭГФ обеспечивает управление распределением топлива по зонам камеры сгорания дизеля в соответствии с режимом его работы.

Предложена конструкция распылителя, которая предусматривает отверстия двух групп. Входные кромки отверстий первой группы с коэффициентом расхода μ_{c1} расположены в подыгольном объеме, а входные кромки отверстий второй группы (коэффициент расхода μ_{c2}) – на запирающей конической поверхности корпуса распылителя.

Коэффициенты расхода μ_{c1} и μ_{c2} существенно отличаются и зависят от положения иглы (рисунок 2). Это создает предпосылки к коррекции подачи топлива по распыливающим отверстиям, а следовательно, по зонам камеры сгорания с учетом режима работы дизеля и перемещения поршня. Отверстия первой группы с μ_{c1} ориентируются на дальние стенки камеры сгорания, расположенной в поршне, а отверстия второй группы с μ_{c2} – на ближние.

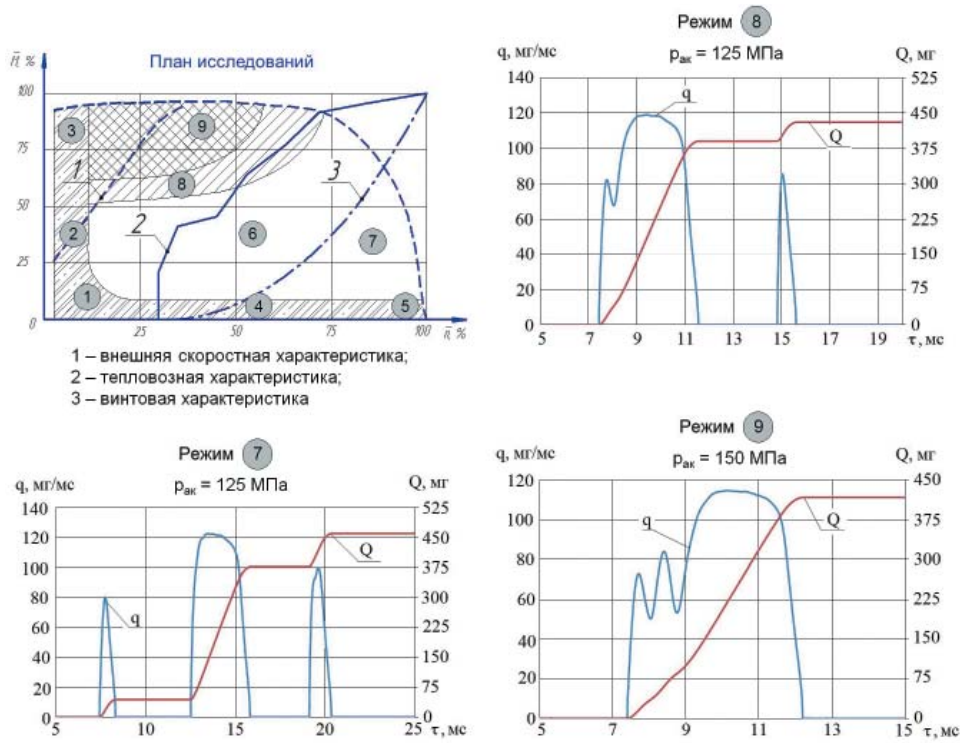


Рисунок 1 – Возможности управления характеристикой впрыскивания

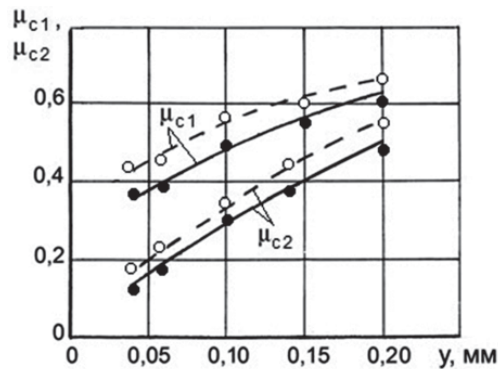


Рисунок 2 – Влияние положения иглы (y) и числа кавитации (KC) на коэффициент расходов распыливающих отверстий: – $KC = 3$; – $KC = 60$

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Расположение входных кромок распыливающих отверстий в сочетании с управлением движением запирающей иглы распылителя ЭГФ обеспечивает направленное воздействие на распределение топлива по зонам камеры сгорания дизеля.

КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Дунин А.Ю.: a.u.dunin@yandex.ru

Perspective directions of development of diesel engine accumulator fuel systems

Shatrov M.G., Golubkov L.N., Malchuk V.I., Dunin A.U., Dushkin P.V.
MADI, Russia

Метод повышения топливной экономичности тепловозного дизеля в условиях эксплуатации

Марков В.А., Барченко Ф.Б., Епишин А.Ю., Лобода С.С.
МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия

ВВЕДЕНИЕ

Показателями, определяющими потребительские качества и конкурентоспособность тепловозов остаются показатели топливной экономичности. Значительное влияние на топливную экономичность дизелей в условиях реальной эксплуатации дизель-генераторной установки тепловоза оказывают распределение режимов работы дизель-генератора, форма тепловозной характеристики и положение контроллера машиниста. Следует отметить многорежимность работы тепловозных дизелей. В этих условиях для достижения наилучших показателей топливной экономичности дизеля необходимо определить целесообразную форму тепловозной характеристики дизель-генератора.

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕПЛОВОЗНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕПЛОВОЗНОГО ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРА

Тепловозная характеристика, т.е. выбранная характеристики эффективной мощности в функции угловой скорости ω_d или частоты вращения n коленчатого вала в значительной степени влияет на топливную экономичность тепловозных дизель-генераторов. При исследованиях рассмотрена штатная тепловозная характеристика тепловоза 2ТЭ25К с дизель-генератором 21-26ДГ и дизелем типа Д49 (16 ЧН 26/26), предложенная Коломенским тепловозостроительным заводом. Известно ряд методик определения формы тепловозной характеристики – кривой $N_e = f(n)$ на основании данных испытаний тепловозного дизель-генератора. Одна из последних методик предложена в Омском государственном университете путей сообщения М.Н. Кирьяковым. Она заключается в составлении таблиц, отражающих зависимость удельного эффективного расхода топлива g_e от эффективной мощности N_e дизеля, и выборе с использованием метода наименьших квадратов и этой таблицы аппроксимирующей функции $g_e = f(N_e)$, соответствующей минимальному расходу топлива $g_{e\min}$. При этом выбирается некоторая опорная точка, через которую должна проходить выбранная характеристика $g_e = f(N_e)$. В результате, полученная характеристика $g_e = f(N_e)$ оказывается не универсальной – она изменяется при выборе разных опорных точек. В данной работе предлагается иной подход к выбору оптимизированной по топливной экономичности тепловозной характеристики $N_e = f(\omega_d)$ или $N_e = f(n)$. При этом исследован дизель типа Д49 дизель-генератора 21-26ДГ магистрального тепловоза 2ТЭ25К (дизель типа 12 ЧН 26/26 производства Коломенского тепловозостроительного завода). При определении оптимизированной по топливной экономичности тепловозной характеристики $N_e = f(\omega_d)$ был подготовлен массив данных по удельному эффективному расходу топлива g_e , эффективной мощности N_e и угловой скорости вращения коленчатого вала ω_d с использованием многопараметровой характеристики дизеля Д49. Затем построена регрессионная модель зависимости g_e от N_e и ω_d . При этом исходные данные были аппроксимированы полиномиальными зависимостями с использованием метода наименьших квадратов в программном комплексе *MathCAD*. В результате получена зависимость $g_e = f(\omega_d, N_e)$ в виде

$$g_e = 59,428 \omega_d - 9,631 \cdot 10^{-16} N_e^5 - 1,582 \omega_d^2 + 0,021 \omega_d^3 - 0,000147 \omega_d^4 + 4,043 \cdot 10^{-7} \omega_d^5 - N_e^3 (-5,841 \cdot 10^{-9} \omega_d + 2,072 \cdot 10^{-11} \omega_d^2 + 5,4 \cdot 10^{-7}) - N_e^4 (2,665 \cdot 10^{-13} \omega_d - 5,455 \cdot 10^{-11}) + N_e (-0,113 \omega_d + 0,00174 \omega_d^2 - 0,00001129 \omega_d^3 + 2,606 \cdot 10^{-8} \omega_d^4 + 2,134) + N_e^2 (0,000001107 \omega_d - 1,059 \cdot 10^{-7} \omega_d^2 + 5,645 \cdot 10^{-10} \omega_d^3 + 0,0007699) - 569,597.$$

Предлагаемая методика оптимизации формы тепловозной характеристики $N_e = f(\omega_d)$ заключается в ее пошаговом определении. Базовой точкой является точка с наименьшим удельным эффективным расходом топлива, равным $g_e = 202$ г/(кВт•ч). В этой исходной точке тепловозной характеристики определяется направление, в котором удельный эффективный расход топлива g_e получает наименьшее приращение:

$$\frac{\partial g_e}{\partial \omega_d} + \frac{\partial g_e}{\partial N_e} = \min.$$

В этом направлении на расстоянии $\Delta\omega_d = 1$ с⁻¹ от базовой точки находится вторая точка тепловозной характеристики. Аналогичным образом определяются и другие точки тепловозной характеристики. При движении по тепловозной характеристике на каждом шаге расчета достигается минимальный рост расхода топлива. В результате такого расчета получена тепловозная характеристика, которая аппроксимирована следующим выражением

$$N_e = 1,026 \omega_d^2 - 135 \omega_d + 5458.$$

Эта характеристика проходит примерно через вершины эллипсовидных характеристик – изолиний удельного расхода g_e и достаточно близка к штатной (заводской) тепловозной характеристике, которая описывается следующей полиномиальной зависимостью

$$N_e = 1,018 \omega_d^2 - 119 \omega_d + 3860.$$

Оценка эксплуатационной топливной экономичности дизеля Д49 дизель-генератора 21-26ДГ тепловоза 2ТЭ25К проведена с использованием распределения режимов работы тепловозного дизель-генератора. При реализации штатной тепловозной характеристики условный удельный эффективный расход топлива $g_{e\text{ усл}}$ оказался равным 210,5 г/(кВт•ч), а при формировании рассчитанной по предлагаемой методике тепловозной характеристики он снизился до 210,0 г/(кВт•ч). При этом несколько повышаются давления и температуры отработавших газов в выпускном коллекторе исследуемого дизеля на режимах тепловозной характеристики, однако максимальное увеличение температуры ОГ не превышает 25 К.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

- Разработан метод оптимизации тепловозной характеристики по топливной экономичности дизель-генераторной установки тепловоза, базирующийся на ее пошаговом расчете и обеспечении минимального роста расхода топлива на каждом шаге расчета.
- Проведенные расчетные исследования позволили получить оптимизированную тепловозную характеристику тепловозного дизель-генератора, реализация которой позволила снизить эксплуатационный удельный расход топлива при обеспечении приемлемых показателей тепловой напряженности деталей дизельного двигателя.

КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Марков В.А.: vladimir.markov58@yandex.ru

Method of Improving the Fuel Efficiency of a Locomotive Diesel in Operation

Markov V.A., Barchenko F.B., Epishin A.Yu., S.S. Loboda
Bauman MSTU, Russia

Оценка токсичности отработавших газов дизеля в переходных процессах

Марков В.А., Барченко Ф.Б., Рязанов К.П., Харитонов И.П.
МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия

ВВЕДЕНИЕ

Одной из важнейших характеристик транспортного дизеля является внешняя скоро-стная характеристика (ВСХ) с участками положительной и отрицательной коррекции. Форма ВСХ, определяемая диапазонами корректирования топливоподачи на этих участках, оказывает значительное влияние на динамические качества дизеля, показатели топливной экономичности, дымности и токсичность отработавших газов (ОГ) дизеля. Для оценки влияния формы ВСХ на показатели токсичности ОГ проведены расчетные исследования дизеля КамАЗ-740 в переходных процессах с использованием разработанной математической модели системы автоматического регулирования (САР). В этой модели дифференциальные уравнения основных элементов дизеля с турбонаддувом – поршневой части двигателя, турбокомпрессора, впускного и выпускного трубопроводов представлены в нелинейном виде. Значения параметров двигателя, входящих в правые части этих уравнений, определялись в виде полиномиальных зависимостей. При расчетах использовано и ряд дополнительных полиномиальных зависимостей для концентраций в ОГ оксидов азота, монооксида углерода, углеводородов и дымности ОГ.

РАСЧЕТЫ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ ДИЗЕЛЯ

С использованием математической модели исследовано влияние формы ВСХ на показатели дизеля КамАЗ-740 в переходном процессе разгона с режима с $h_p=9,5$ мм при $n=800$ мин⁻¹ на режим с $h_p=14,0$ мм при $n=2200$ мин⁻¹. Диапазон корректирования топливоподачи на участке отрицательной коррекции оценивался коэффициентом отрицательного корректирования в виде $K_{Me\ oмп} = M_{e\ n\ min} / M_{e\ ном}$. Исследовались четыре варианта наклона этого участка, в которых на режиме максимального крутящего момента при $n_{Mmax}=1400$ мин⁻¹ дозирующая рейка занимала положение $h_p=16$ мм, а на минимальном скоростном режиме ВСХ при $n_{min}=800$ мин⁻¹ положение рейки составляло от $h_{p\ n\ min}=12,6$ мм ($K_{Me\ oмп}=550/850=0,65$) до $h_{p\ n\ min}=16,0$ мм ($K_{Me\ oмп}=1050/850=1,24$). При изменении наклона этого участка, соответствующее изменению коэффициента $K_{Me\ oмп}$ от 1,24 до 0,65, не приводит к заметному времени переходного процесса – во всех четырех случаях оно составило около $t_n=6$ с. Максимальное значение содержания оксидов азота C_{NOx} в ОГ дизеля в переходном процессе отмечено при $h_{p\ n\ min}=16,0$ мм и составляет $C_{NOx}=0,23$ %. Но можно отметить, что осредненные для переходного процесса значения концентрации C_{NOx} в ОГ для исследованных вариантов ВСХ отличаются незначительно. Зависит от формы ВСХ и содержание в ОГ монооксида углерода C_{CO} , но и в этом случае осредненные для переходного процесса значения концентрации C_{CO} в ОГ для исследованных вариантов ВСХ отличаются незначительно. Более значительное влияние форма ВСХ оказывает на содержание в ОГ углеводородов C_{CHx} . Для исследованных вариантов ВСХ при фиксированных значениях времени t концентрации C_{CHx} могут отличаться в 1,5 раза. При этом наиболее неблагоприятна ВСХ с $h_{p\ n\ min}=16,0$ мм, при реализации которой в диапазоне времени $t=0-1$ отмечена наибольшая концентрация углеводородов в ОГ - $C_{CHx}=0,048-0,050$ %. От наклона участка отрицательной коррекции в наибольшей степени зависит дымность ОГ K_x . При изменении коэффициента $K_{Me\ oмп}$ от 1,24 до 0,65 максимальная дымность ОГ в переходном процессе снижается с 60 до 36 % по шкале Хартриджа, т.е. в 1,7 раза. Причем, при реализации ВСХ с $h_{p\ n\ min}=16,0$ мм высокая дымность ОГ ($K_x=34-60$ %) отмечена в течение сравнительно большого периода (при $t=0...1$ с). При реализации ВСХ с $h_{p\ n\ min}=12,6$ мм максимальная дымность ОГ составила $K_x=35$ % и это значение отмечено лишь при $t=1,3$ с.

Диапазон корректирования топливоподачи на участке положительной коррекции оценивался коэффициентом положительного корректирования $K_{Me\ пол} = M_{e\ max} / M_{e\ ном}$. Исследован переходный процесс разгона с режима с $h_p = 9,5$ мм при $n = 800$ мин⁻¹ на режим с $h_p = 14,0$ мм при $n = 2200$ мин⁻¹. Диапазон корректирования топливоподачи на этом участке был практически неизменным и равным $K_{Me\ отр} = M_{e\ n\ min} / M_{e\ ном} = 850/850 = 1,00$ (при $h_{p\ n\ min} = 14,1 \dots 14,6$ мм). Исследовано четыре варианта протекания указанного участка, в которых на номинальном режиме при $n_{ном} = 2200$ мин⁻¹ положение рейки составляло $h_{p\ n\ ном} = 14,0$ мм, а на режиме максимального крутящего момента при $n_{Mmax} = 1400$ мин⁻¹ рейка занимала следующие положения – от $h_{p\ Mmax} = 14,2$ мм ($K_{Me\ пол} = 890/850 = 1,05$) до $h_{p\ Mmax} = 16,7$ мм ($K_{Me\ пол} = 1270/850 = 1,50$). Изменение диапазона корректирования топливоподачи, соответствующего изменению коэффициента K_{Me} пол от 1,05 до 1,50, сопровождается сокращением времени переходного процесса t_n с 8,2 до 5,4 с. При увеличении диапазона корректирования топливоподачи на этом участке (при увеличении значения $h_{p\ Mmax}$ и неизменном значении $h_{p\ n\ ном}$) максимальные концентрации оксидов азота C_{NOx} в ОГ дизеля в переходном процессе возрастают. Их максимальное содержание в ОГ $C_{NOx} = 0,224$ % отмечено при $K_{Me\ пол} = 1,50$ (при $h_{p\ Mmax} = 16,7$ мм). Вместе с тем, концентрации C_{NOx} в ОГ сравнительно слабо зависят от значений $K_{Me\ пол}$. При этом содержание в ОГ монооксида углерода C_{CO} также возрастает, его максимальная концентрация в ОГ $C_{CO} = 0,081$ % соответствует коэффициенту $K_{Me\ пол} = 1,50$ (при $h_{p\ Mmax} = 16,7$ мм). Однако осредненные для переходного процесса разгона значения концентрации C_{CO} в ОГ отличаются незначительно. Более значительное влияние указанный диапазон корректирования оказывает на содержание в ОГ углеводородов C_{CHx} – их максимальная концентрация отмечена при коэффициенте $K_{Me\ пол} = 1,50$ и составляет $C_{CHx} = 0,056$ %. При уменьшении коэффициента до $K_{Me\ пол} = 1,05$ максимальное значение $C_{CHx} = 0,046 \dots 0,047$ % достигается лишь в конце переходного процесса. Наибольшее влияние диапазон положительного корректирования оказывает на дымность ОГ K_x . Максимальная дымность ОГ $K_x = 52$ % по шкале Хартриджа имеет место при коэффициенте $K_{Me\ пол} = 1,50$ (при $h_{p\ Mmax} = 16,7$ мм). Уменьшение этого коэффициента сопровождается быстрым снижением дымности ОГ, и при коэффициенте $K_{Me\ пол} = 1,05$ максимальная дымность ОГ в переходном процессе снижается до $K_x = 34$ % по шкале Хартриджа, т.е. примерно в 1,5 раза.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

- Разработана математическая модель САР частоты вращения дизеля, позволяющая провести оценку токсичности ОГ в переходных процессах.
- Проведенные расчеты переходного процесса дизеля КамАЗ-740 с различной формой ВСХ позволили оценить ее влияние и выбросы токсичных компонентов ОГ.

КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Марков В.А.: vladimir.markov58@yandex.ru

Evaluation of toxicity of exhaust gases of a diesel engine in transients process

Markov V.A., Barchenko F.B., Riazanov K.P., Kharitonov I.P.
Bauman MSTU, Russia

Разработка аккумуляторной системы топливоподачи

Тихомиров М.В.

ООО «Электронная автоматика», Россия

Хрящёв Ю.Е.

ФГБОУ ВО «ЯГТУ», Россия

ВВЕДЕНИЕ

Аккумуляторные топливоподающие системы, называемые за рубежом Common Rail, являются в настоящее время наиболее перспективными, поскольку только с использованием быстродействующих электромагнитных клапанов возможно точное управление дозированием топлива, моментом впрыскивания топлива и формирование необходимой последовательности из нескольких впрысков, что открывает широкие возможности управления составом отработавших газов. Подобные системы совместно с современными высокопроизводительными микроконтроллерами позволяют реализовать сложные алгоритмы управления, основанные на большом количестве обрабатываемых входных сигналов, ввести необходимые корректирующие поправки и т.д.

ФУНКЦИОНИРОВАНИЕ ЭЛЕКТРОННОЙ СИСТЕМЫ

Сигналы датчиков, основными из которых являются датчики частоты вращения, фазы, давления топлива в аккумуляторе, давления и температуры воздуха, температуры топлива, температуры двигателя и положения педали акселератора поступают на вход и обрабатываются микроконтроллером типа Infineon TC1766. С помощью реализованных в микроконтроллере алгоритмов фильтрации входных сигналов [1]; ПИД-регулятора частоты вращения [2]; регулятора холостого хода; алгоритмов корректирования внешней скоростной характеристики; алгоритмов пуска, прогрева и останова двигателя; алгоритмов расчета продолжительности и момента впрыскивания и многих других в зависимости от текущего режима работы двигателя и входных сигналов датчиков формируются сигналы управляющего воздействия на быстродействующие электромагнитные клапаны электрогидравлических форсунок для обеспечения основного и дополнительных впрысков.

Высокое давление топлива в аккумуляторе создается с помощью рядного двухплунжерного насоса с приводом от распределительного вала двигателя. Управление давлением топлива в аккумуляторе осуществляется с помощью регулятора давления, который формирует сигнал на пропорциональном электромагнитном клапане, установленном на выходе из насоса. Изменение пропускного сечения клапана происходит за счет изменения скважности сигнала ШИМ. Контроль текущего давления осуществляется с помощью датчика давления, установленного на аккумуляторе топлива.

УПРАВЛЕНИЕ ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫМИ КЛАПАНАМИ

Для управляющего воздействия на электромагнитные клапаны используются КМОП-транзисторы, сигнал на которые формируется в микроконтроллере и передается через специальный драйвер. Электромагнитные клапаны располагаются между двумя верхними ключами, формирующими форсирующий или удерживающий сигнал, и нижними ключами, осуществляющими выбор цилиндра (Рисунок 1). Силовая схема управляющего воздействия на электромагнитные клапаны имеет обратную связь по току.

Для задания и поддержания определенного значения тока применяется ШИМ-сигнал. Управляя периодом и скважностью ШИМ, можно получить любую скорость нарастания тока в электромагнитном клапане. Для быстрого нарастания тока и уменьшения времени срабатывания электромагнитного клапана используется кратковременный форсирующий импульс (Рисунок 1). Длительность форсирующего сигнала определяется параметрами форсунки, длительность всего сигнала управления определяется параметрами рабочего процесса.

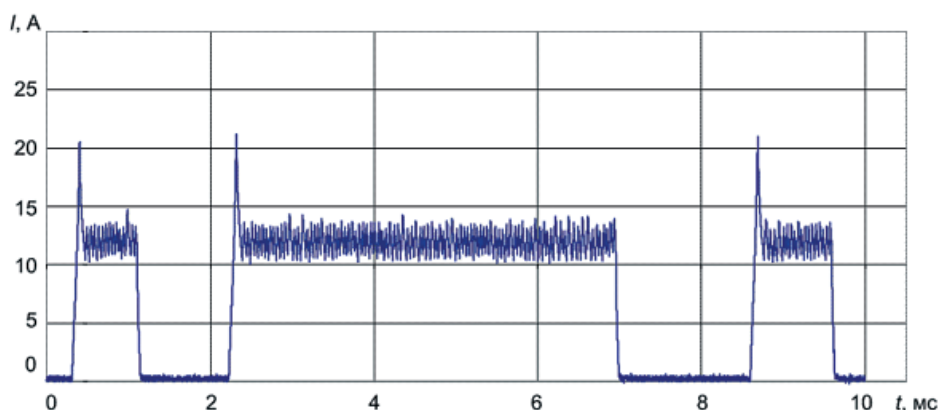


Рисунок 1 – Осциллограмма сформированных: первого предвпрыска, базового впрыска и первого послевпрыска.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработана система, включающая в себя электронный блок управления с реализованными в нем алгоритмами управления, программную оболочку для работы с компьютера и систему диагностики. Электронная система управления успешно прошла комплекс лабораторных, стендовых и моторных испытаний применительно к двигателям КАМАЗ и ЯМЗ уровня EURO-4, EURO-5.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Хрящев Ю.Е., Тихомиров М.В., Епанешников Д.А. Алгоритмы управления двигателями внутреннего сгорания: монография. Ярославль: Изд-во ЯГТУ, 2014. 204 с.
- [2] Хрящев Ю.Е., Скурыгин Е.Ф., Тихомиров М.В. Анализ устойчивости цифровых регуляторов частоты вращения автомобильного дизеля // Сборник научных трудов по проблемам двигателестроения, посвященный 175-летию МГТУ им. Н.Э.Баумана. М.: МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2005. С. 78-84.

КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Тихомиров М.В.: myh@mail.ru

The development of Common Rail fuel supply system

Tikhomirov M.V.
Electronic automatics ltd., Russia

Khryashev U.E.
YSTU, Russia

Управление коробкой передач большегрузных автомобилей

Ю. Е. Хрящёв, К. В. Дойников
ЯГТУ, Россия

Двигатель внутреннего сгорания как объект управления не целесообразно рассматривать без нагрузки, т.к. на холостом ходу он работает непродолжительно, поэтому оптимальные алгоритмы управления могут быть созданы при условии, когда собственно двигатель рассматривается как элемент системы управления (СУ) всего объекта, в составе которого он работает. Однако в случае использования его на автомобиле предварительные исследования систем управления проводятся отдельно, т. е. СУ трансмиссии независимо от СУ двигателя. Здесь представлена только часть разработки общей системы автоматического управления скоростью автомобиля и оптимизации крутящего момента в трансмиссии. Отечественная промышленность пока не выпускает КП последнего поколения для большегрузных автомобилей, т.е. коробок передач специально спроектированных под электронное автоматическое управление, хотя имеются определенные разработки и исследования, проведенные в этом направлении [1 – 4].

Среди современных, серийно выпускаемых отечественных КП для большегрузных транспортных средств полной массой до 25000 кг известны «ЯМЗ–2361», «ЯМЗ–336», «ЯМЗ–2381», «ЯМЗ–239» производства ОАО «Автодизель», (г. Ярославль), «КАМАЗ–142», «КАМАЗ–152», «КАМАЗ–154» производства ОАО «КАМАЗ», (г. Набережные Челны) и КП «ТМЗ–06.75», КП «ТМЗ–09.130», КП «ТМЗ–09.190», КП «ТМЗ–14.180», КП «ТМЗ–14.210» производства ОАО «ТМЗ» (г. Тутаев). В отличие от многих зарубежных аналогов (например, «Zahnrad Fabrik», «Allison Transmission», «Voith») они пока не автоматизированы, и поэтому уступают в функциональности. Однако, коробки передач ОАО «ТМЗ» удовлетворяют техническим требованиям по передаваемой величине максимального крутящего момента, что для современных тягачей составляет 1800 ... 2500 Н·м. Конструктивно они выполнены как трехвальные и оснащены современными двухконусными синхронизаторами.

Предлагаемая публикация посвящена вопросам создания конкретной системы автоматизированного управления КП и сцеплением. Работы выполнены применительно к коробке передач «ТМЗ–14.180» с 14-ю синхронизированными передачами переднего хода и двумя заднего хода, оснащённой демультипликатором и делителем передач, объединённых в один агрегат. Её максимальный входной крутящий момент составляет 1800 Н·м.

Разработанная система автоматического управления КП [5] позволяет переключать передачи как в автоматизированном (дистанционном) режиме управления, так и в автоматическом режиме. Благодаря этому силовой агрегат, оснащенный КП с электронной САУ, приобретает новый технический уровень, а автомобиль, оснащенный им, новые потребительские и эксплуатационные качества. Применение САУ способствует экономии топлива транспортного средства, увеличению долговечности агрегатов трансмиссии, существенному уменьшению функций водителя в управлении скоростью транспортного средства.

Аппаратная часть разработанной САУ представляет собой: электронный блок управления, установленный непосредственно на картере КП; датчики и исполнительные механизмы. Все элементы САУ соединены с помощью жгута соединительных проводов и размещены на механической КП без существенных изменений ее конструкции. САУ включает в себя исполнительные механизмы переключения передач, кинематически связанные с линейными электромагнитными исполнительными механизмами, три пневматических цилиндра, предназначенных для переключения дополнительных редукторов — делителя и демультипликатора.

В электронной САУ механической КП функция выбора передачи осуществляется с помощью электронного блока управления посредством выбора того или иного электродвигателя постоянного тока и направления его вращения, что позволяет обходиться без специального механизма выбора передачи, характерного для аналогичных устройств.

Устройство предлагаемой САУ позволяет переключать передачи в ручном и автоматическом режимах, осуществляя при этом автоматическую оптимизацию крутящего момента силового агрегата.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Недялков А.П., Перспективные разработки конструкций механических коробок передач с механическим и автоматическим управлением./ А.П. Недялков, А.А. Ипатов //Автомобили. Сборник научных трудов. Выпуск 232. М.: ГНЦ РФ – ФГУП «НАМИ»; 2004. - С. 63–89.
- [2] Курочкин Ф.Ф. Совершенствование алгоритма управления процессом переключения передач в автоматической планетарной коробке передач транспортной машины.// Известия вузов. Машиностроение, 2008, № 5. - С. 47–56
- [3] Недялков А.П., Применение опережающих технических решений при создании механических ступенчатых коробок передач с автоматизированным управлением. / А. П. Недялков., А. Н. Блохин . Электронное научно-техническое издание «Наука и образование», №02, февраль 2011 URL: <http://technomag.edu.ru/doc/165381.html> (дата обращения 20 сентября 2012)
- [4] Блохин А. Н., Инновационные коробки передач «КОМ-НАМИ» с механическим и автоматизированным управлением. А. Н., Блохин, В. В. Маньковский, А. П. Недялков. Электронное научно-техническое издание «Наука и образование». №09, сентябрь 2011 URL: <http://technomag.edu.ru/doc/214551.html> (дата обращения 20 сентября 2012)
- [5] Пат. 2527415 Российская Федерация, МПК7 F 16 Н 6/26, В 60 К 20/00. Система автоматизированного переключения передач в механической ступенчатой коробке передач / Ю. Е. Хрящёв, К. В. Дойников; Заявители и патентообладатели ФГБОУ ВПО «ЯГТУ» и ООО «ДВС-Агрегат». – № 2013133120/11; заявл. 16.07.13; опубл. 27.06.14.

КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Ю. Е. Хрящёв: khr.u.e@mail.ru

Control of transmission of heavy trucks

Yu.Ye. Khryashchov, K.V. Doynikov
Yaroslavl state technical University

Моделирование испарения и термического распада мочевины в системах обработки выпускных газов ДВС

Блинов А.С., Маластовский Н.С., Марков В.А., Мягков Л.Л.,
МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия

ВВЕДЕНИЕ

Совершенствование двигателей внутреннего сгорания сопряжено с выполнением все более ужесточающихся требований к предельно допустимому уровню выбросов токсических веществ. В настоящее время существующие методы по снижению токсичности условно принято разделять на две группы: мероприятия по доводке рабочего процесса и проектирование систем обработки отработавших газов. Применительно ко второй группе использование методов вычислительной газовой динамики при расчете систем обработки выпускных газов является актуальной задачей, имеющей значительную практическую ценность.

В работе рассмотрена и реализована методика расчета испарения и термического разложения мочевины в системах SCR (селективная каталитическая нейтрализация) в трехмерной постановке на базе ПК ANSYS FLUENT. Проведено сравнение с данными существующих экспериментальных работ.

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Ключевым этапом, определяющим эффективность системы SCR, является процесс разложения водного раствора мочевины ($\text{CO}(\text{NH}_2)_2$) с выделением аммиака (NH_3), участвующего в дальнейшем в каталитическом восстановлении оксидов азота (NO_x).

Процесс разложения может быть представлен в виде четырех последовательных превращений (рис.1) [1] характеризующихся: испарением воды, сублимацией мочевины, ее термоллизом, а также гидролизом изоциановой кислоты при высоких температурах [1]. При этом принято считать, что сублимации мочевины происходит после выпаривания воды из капли раствора [3]. Скорости химических реакций термоллиза и гидролиза определяются концентрациями реагирующих веществ, а также константами скоростей реакций в форме уравнений Аррениуса [2, 3].

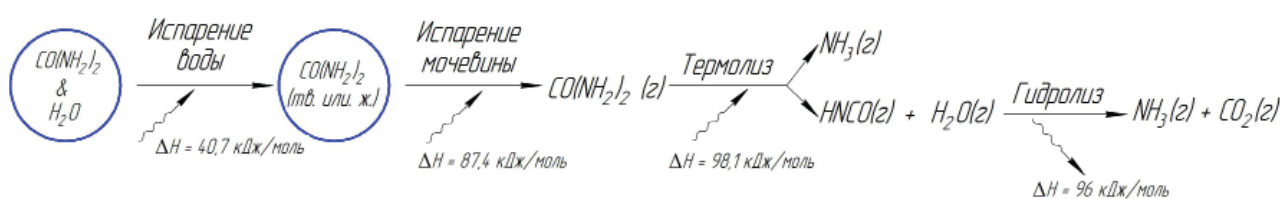


Рис. 1 – Процесс декомпозиции мочевины

В данной работе для моделирования процесса впрыска и распада водного раствора мочевины использовался подход Эйлера – Лагранжа [4]. В этом случае сплошная среда, в которую впрыскивается раствор, рассчитывается с применением системы уравнений Навье-Стокса, а составляющие дисперсной фазы - капли раствора мочевины, определяются в Лагранжевых координатах. Для сопряжения непрерывной газовой потока и дискретных капель раствора решаются уравнения обмена (импульса, массы и энергии). В ПК ANSYS FLUENT этот подход реализован в модели DPM (Discrete Phase Model), которая используется в рамках исследования. Испарение капель и диффузия их паров (1) сопровождаются теплообменом с основным потоком газа.

$$\frac{dm}{dt} = \sum_i \frac{dm_i}{dt} = A_p k_{c,i} \rho_\infty \ln(1 + B_{m,i}),$$

где m – масса единичной капли раствора (кг), m_i – масса компонента i в капле (кг), $k_{c,i}$ – коэффициент массопереноса компонента i (м/с), A_p – площадь поверхности капли (м²), ρ_∞ – плотность основного потока газа (кг/м³), $B_{m,i}$ – массовое число Сполдинга для компонента i .

Результаты численного моделирования в ПК ANSYS FLUENT (рис.2) были сопоставлены с экспериментальными данными работы [3].

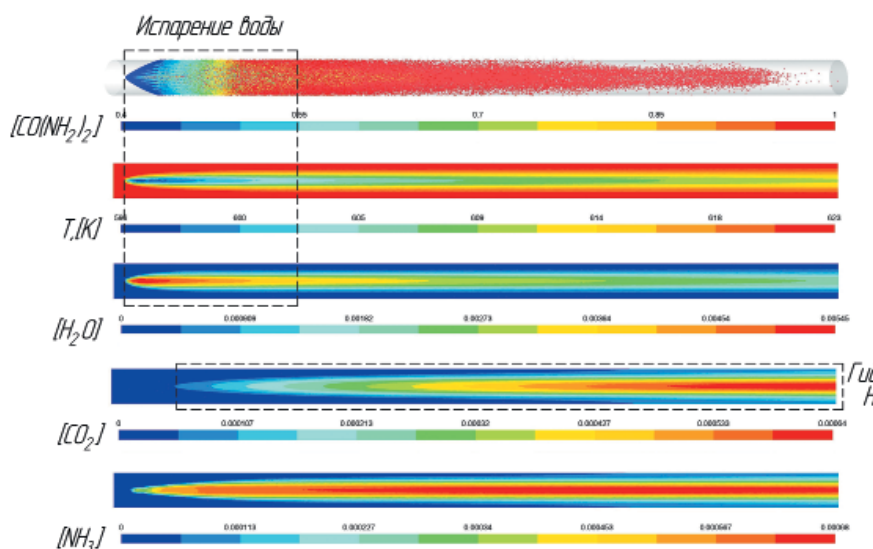


Рис. 2 – Результаты численного моделирования ($T_g = 350$ °С, $u_z = 6,4$ м/с)

Сделан вывод, что рассмотренная методика расчета может быть использована при оценке образования аммиака в системах SCR, а так же позволяет рационально выбирать расположение форсунки относительно блока катализатора, обеспечивая полное испарение и разложение мочевины.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Nova I.; Tronconi E. Urea-SCR Technology for deNOx After Treatment of Diesel Exhausts. New York, NY : Springer, 2014. 716 p.
- [2] Birkhold F., et. all. Modeling and simulation of the injection of urea-water-solution for automotive SCR DeNOx systems. Applied Catalysis B:Environmental, 70 (2007) 119 – 127
- [3] J.Y. Kim, S.H. Ryu, J.S. Ha, Numerical prediction on the characteristics of spray-induced mixing and thermal decomposition of urea solution in SCR system, in: Proc. 2004 Technical Conference of the ASME IC Engine Division, Long Beach, California USA, 2004
- [4] ANSYS Fluent Theory Guide, https://support.ansys.com/AnsysCustomerPortal/en_us/Knowledge+Resources/Online+Documentation/Current+Release ([cit. 2014-05-15])

КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Блинов А.С.: mr.blinoff1@yandex.ru

Modeling evaporation and decomposition of urea solution for diesel exhaust system

Blinov A.S., Malastowski N.S., Markov V.A., Myagkov L.L.
Bauman MSTU, Russia

Алфавитный указатель

	Стр.
А	
Абызов О.В.	78, 80
Агуреев И.Е.	51
Алексейчук В.А.	49
Андриянов С.М.	72
Арпишкин А.Ю.	24
Арутюнян Г.А.	56
Б	
Барченко Ф.Б.	90, 924, 102, 104
Барышников С.И.	10
Белоусов И.Я.	36
Бирюков В.В.	45
Блинов А.С.	45, 110
Бортников Л.Н.	39
Буданов Р.Е.	14, 66
В	
Вакуленко А.В.	70
Васильев А.В.	86
Ветошников А.Г.	47
Волков А.И.	51
Г	
Галиев И.Р.	76
Галышев Ю.В.	78, 80
Голосов А.С.	60, 66
Голубков Л.Н.	100
Грехов Л.В.	90, 92
Гришин А.Ю.	68
Гришин Ю.А.	11, 16
Д	
Девянин С.Н.	45
Дегтярев А.В.	62
Денисов А.А.	90, 92
Дерячев А.Д.	39, 76
Дойников К.В.	108
Дунин А.Ю.	100
Дурманова Н.А.	76
Душкин П.В.	100
Е	
Елагин М.Ю.	51
Епишин А.Ю.	102

	Стр.
3	
Зайцев А.Б.	80
Замышляев В.А.	56
Захаров Е.А.	49
Захаров Л.А.	62
Захаров И.Л.	62
Зеленцов А.А.	10, 82
Зенкин В.А.	12
Зотов А.А.	66
Зуев Н.С.	43
Зыков С.А.	41
И	
Иванова Н.С.	26
Ивашин П.В.	39, 76
К	
Кавтарадзе Р.З.	84
Каменев В.В.	28
Каминский В.Н.	74
Каминский Р.В.	74
Каракаев А.К.	94
Козлов А.В.	43, 47, 68
Койдан И.М.	36
Костюков В.Н.	18, 20
Костюченко А.Н.	10, 55
Кулешов А.С.	90, 92
Л	
Ларцев А.М.	86
Левин Ю.В.	49
Липилин В.И.	96
Лобода С.С.	41, 45, 102
Ложкин Н.С.	28, 64, 66
Лоик А.В.	74
Локтионов Ю.В.	53
М	
Маластовский Н.С.	16, 90, 92, 110
Мальчук В.И.	100
Марков В.А.	41, 45, 102, 104, 110
Мелещенко Н.Г.	26
Минин В.П.	55
Миренкова Е.А.	47
Муранов А.Н.	37
Мягков Л.Л.	24, 32, 34, 53, 110

	Стр.
Н	
Надарейшвили Г.Г.	74
Науменко А.П.	18
Новиков Л.А.	88
О	
Оболонный И.В.	32, 53
Онищенко Д.О.	14, 28, 56, 64, 66
П	
Панкратов С.А.	64, 668
Первушин В.В.	36
Р	
Руман С.Ю.	14
Румянцев В.В.	58
Рыжов В.А.	64
Рязанов К.П.	104
С	
Са Бовэнь	41
Салькин Е.А.	96
Сафонов Р.А.	56
Семенов А.Б.	38
Семенов Б.И.	38
Семенчукова В.С.	16
Сидоров А.А.	78
Синявский В.В.	70
Скоробогатов А.А.	96
Скрипник А.А.	68
Славуцкий В.М.	96
Смирнов А.В.	88
Соколов О.Н.	98
Старков Е.Е.	90, 92
Столяров А.С.	30
Стрижов Е.Е.	32
Сячинов А.В.	53
Т	
Тарасов А.Н.	62
Тарасов Е.В.	20
Твердохлебов А.Я.	39
Теренченко А.С.	43, 47, 68
Титченко А.Ю.	74
Тихомиров М.В.	10

	Стр.
Ф	
Фардеев Л.И.	58, 72
Федянов Е.А.	49, 86
Х	
Ханнанов М.Д.	58
Харитонов И.П.	104
Хафизов Р.Х.	72
Хачиян А.С.	70
Хрулев А.Э.	22
Хрящев Ю.Е.	98, 108
Ч	
Чайнов Н.Д.	26, 32
Чирский С.П.	34
Ш	
Шабанов А.Ю.	78, 80
Шайкин А.П.	76
Шатров М.Г.	70, 100
Шишлов И.Г.	70

**СБОРНИК ТЕЗИСОВ ДОКЛАДОВ
МЕЖДУНАРОДНОЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ КОНФЕРЕНЦИИ
ДВИГАТЕЛЬ-2017
ПОСВЯЩЕННОЙ 110-ЛЕТИЮ
ШКОЛЫ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ
МГТУ ИМ. Н.Э. БАУМАНА**

Составители:

В.А. Зенкин, Л.Л. Мягков

Компьютерная верстка Г.М. Мерлин

Подписано в печать 23.01.2017
Печать цифровая. Формат 60x90 1/8 .
Усл.-печ. л. 15. Бумага офсетная.
Тираж 75 экз.

Отпечатано в типографии ООО “Лучший сервис”