ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Всеукраинский научно-технический журнал

1'2006

Издание основано Национальным техническим университетом "Харьковский Политехнический Институт" в 2002 году Госиздание

Свидетельство Госкомитета информационной политики, телевидения и радиовещания Украины **КВ №6393 от 29.07.2002 г.**

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ
Главный редактор А.П. Марченко, ∂ . m . μ ., $npo\phi$.
Заместители главного редактора И.В. Парсаданов, д. т. н., проф. Н.К. Рязанцев, д. т. н., проф. А.Ф. Шеховцов, д.т.н., проф.
Ответственный секретарь А.А. Прохоренко, к. т. н., доц.
У.А. Абдулгазис, д. т. н., проф. Ф.И. Абрамчук, д. т. н., проф. А.В. Белогуб, к. т. н., доц. А.Л. Григорьев, д. т. н., проф. Ю.Ф. Гутаревич, д. т. н., проф. В.Г. Дьяченко, д. т. н., проф. С.В. Епифанов, д. т. н., проф. С.А. Ерощенков, д. т. н., проф. В.Н. Зайончковский, д. т. н., проф. А.И. Крайнюк, д. т. н., проф. А.П. Кудряш, д. т. н., проф. А.С. Куценко, д. т. н., проф. В.И. Мороз, д. т. н., проф. В.И. Пелепейченко, д. т. н., проф. В.И. Пелепейченко, д. т. н., проф. В.А. Пылев, д. т. н., проф. А.Н. Пойда, д. т. н., проф.
М.Г. Сандомирский, к. т. н., проф. А.П. Строков, д. т. н., проф. И.И. Тимченко, к. т. н., проф. Н.А. Ткачук, д. т. н., проф.

АДРЕС РЕДКОЛЛЕГИИ

61002, г. Харьков, ул. Фрунзе, 21 Кафедра ДВС Тел. (057)7076-848, 7076-314 E-mail: dvs@kpi.kharkov.ua

СОДЕРЖАНИЕ

<u>ОБЩИЕ ПРОБЛЕМЫ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ</u>
С.А. Алёхин, А.В. Грицюк,, И.А. Краюшкин, Е.Н. Овчаров
Современные Дизельные двигатели разработки КП
"Харьковское конструкторское бюро по двигателе-
строению"4
<u>КОНСТРУКЦИЯ ДВС</u>
В.П. Герасименко, С.А. Алёхин, Ю.А. Анимов,
Эффекты концевого зазора в высоконапорном ЦБК 9
С.В. Лыков
Шатунно-поршневая группа двигателей для бронетан-
ковой техники
К.А. Коваленко
Теплонапряженность деталей ЦПГ при сгорании рас-
слоенного заряда в цилиндре ДВС24
А.В. Белогуб, А.С. Стрибуль, С.А. Нестеров
Поршень для двигателя MeM3-317 (Vh=1.4л)28
В.Г. Некрасов, М.К. Куанышев, А.К. Каукаров, .Т.Мухтаров
Оптимальная конструкция ДВС
Н. И. Мищенко, В. Г. Заренбин, Т. Н. Колесникова,
В.Л. Супрун
Особенности проектирования бензинового двигателя с
переменной степенью сжатия
А.А. Зотов, Ю.А. Гусев, А.В. Белогуб
Применение обратной задачи теории упругости при проектировании деталей двигателя внутреннего сгора-
проектировании деталеи двигателя внутреннего стора-
НИЖ 41
РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ В ДВС
С.А. Алёхин, Д.Ю. Бородин, П.Е. Куницын
Анализ экспериментальных работ по обеспечению мно-
готопливности дизелей типа 5ТДФ
Ю.В. Сторчеус, А.В. Черных, М.А.Брянцев
Моделирование рабочего процесса утилизационной
турбины на нерасчетных режимах
М.В. Малиованов, А.А. Плешанов, Э.С. Темнов, Р.Н. Хмелёв
Разработка математической модели двигатель-
генераторной установки на базе дизеля ТМЗ-450Д 51

А.И. Горбань, С.Н. Литвин, О.С. Кинжалов, А.И Грабовенко	
Пути улучшения рабочего процесса среднеоборотных двигателей, работающих на газе 57	!
A.A. Cupoma	
Повышение экономичности судовых ДВС путем использования водорода в качестве добавок к топливу.63	j
С.И. Тырловой	
Интенсификация процесса впрыска автомобильных распределительных ТНВД 67	,
Е.В. Белоусов	
Моделирование процесса сжатия с охлаждением воздушного заряда путем распыливания воды в ра-	
бочем цилиндре ДВС	•
С.А. Алёхин, В.А. Опалев, <mark>П.Я. Перерва</mark>	
Улучшение газодинамических характеристик впускных окон в двухтактном дизеле с противополож-)
но движущимися поршнями типа 6ТД 78 <i>С.А. Алёхин, Ю.А. Анимов, Е.Н. Овчаров</i>	,
С.А. Алехин, го.А. Анимов, Е.П. Овчиров Исследования по расширению диапазона бессрывной работы лопаточного диффузора высоконапор-	
ного центробежного компрессора	
Ф.И. Абрамчук, Д.И. Тимченко	
Улучшение технико-экономических и экологических показателей высокооборотных дизелей малой	
мощности путем изменения условий смесеобразования	í
А.А. Хандримайлов, В.Г. Солодов	
Структура течения воздушного заряда в цилиндре дизеля на такте впуска и сжатия)
А.Н. Ганжа, Н.А. Марченко	
Моделирование процессов в воздухоподогревателе газотурбинной установки	ŀ
А.П. Марченко, А.А. Прохоренко, Д.В. Мешков	
Математическое моделирование процессов в электрогидравлической форсунке системы CR в среде	
MATLAB/Simulink	1
ТЕХНОЛОГИЯ ПРОИЗВОДСТВА ДВС	
Ю.І. Горпинко	
Фізичні переваги і основи технологій підвищення температурного натиску теплопередачі)5
<u>ЭКСПЛУАТАЦИЯ ДВС</u>	
А.В. Грицюк, В.Г. Кондратенко, Г.А. Щербаков	
Совершенствование конструкции топливной системы автотракторного дизеля для улучшения ее ра-	_
боты в условиях зимней эксплуатации	4
Алехин С.А, Грицюк А.В., Криюшкин И.А., Заорыкин А.А., Воробин Д.Ю. Применение свечей накаливания для облегчения пуска холодных дизелей типа 5ТДФ и 6ТД 11	ç
В.Ф. Климов, С.А. Волосников, А.И. Бобровский, Г.А. Кузнецов	C
Применение нетрадиционных источников тока в системе электрического пуска двигателей ВГМ 12	21
А.Д. Русавський, О.А. Гаркуша, Б.М. Посмітний, Ю.І. Горпинко	
Перспективи використання гідродинамічних джерел тепла для підвищення боєготовності моторизо-	
ваних підрозділів	25
И.И. Неяченко, Ю.И. Ямолов	_
Моделирование индивидуального по цилиндрам управления подачей топлива в бензиновом двигате-	
ле при холодном пуске	3
Е.И. Оксень, Д.Е. Оксень	
Метод вибрационного диагностирования системы зажигания двигателей внутреннего сгорания 13	,9
Б.А. Абаджян, С.А. Нестеров, А.А. Танчук, Ю.А. Постол	
«Славута» и «Сенс» с турбонаддувом – это не миф, а реальность	4
А.Н. Клишин	
А.Н. Клишин Повышение эксплуатационных характеристик ДВС путем использования смазок с ультрадисперс-	_
А.Н. Клишин Повышение эксплуатационных характеристик ДВС путем использования смазок с ультрадисперсным фторопластом	9
А.Н. Клишин Повышение эксплуатационных характеристик ДВС путем использования смазок с ультрадисперс-	19
А.Н. Клишин Повышение эксплуатационных характеристик ДВС путем использования смазок с ультрадисперсным фторопластом	51
А.Н. Клишин Повышение эксплуатационных характеристик ДВС путем использования смазок с ультрадисперсным фторопластом	

Всеукраинский научно-технический журнал по вопросам усовершенствования конструкций, эксплуатации, технологии производства и расчетов двигателей внутреннего сгорания. Материалы статей были рекомендованы Программным комитетом XI Международном конгрессе двигателестроителей к открытой публикации в журнале и приняты редакционной коллегией.

Издается по решению Ученого совета НТУ "ХПИ" протокол № 8 от 30.06.2006.

© Национальный технический университет "Харьковский Политехнический Институт", 2006.

УДК 621.436

С.А. Алёхин, канд. техн. наук, А.В. Грицюк, канд. техн. наук, И.А. Краюшкин, инж., Е.Н. Овчаров, инж.

СОВРЕМЕННЫЕ ДИЗЕЛЬНЫЕ ДВИГАТЕЛИ РАЗРАБОТКИ КП "ХАРЬКОВСКОЕ КОНСТРУКТОРСКОЕ БЮРО ПО ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЮ"

История КП ХКБД начинается с того времени, когда заводу была поставлена задача создания мощного дизеля для танка взамен бензиновых двигателей. Такое задание поступило 75 лет назад, весной 1931 г. от "Парвагдиз". Обоснованность такого решения исходила из того, что Харьковский паровозостроительный завод им. Коминтерна имел богатый опыт по созданию стационарных и судовых дизельных двигателей.

Коллектив КБ смело взялся за разработку нового специального быстроходного дизеля. За короткий срок был создан и поставлен на крупносерийное производство знаменитый четырехтактный дизель В-2 для среднего танка Т-34, что во многом предопределило преимущество танка в годы Великой Отечественной войны.

Дизельный быстроходный двигатель В-2 по праву можно считать выдающимся достижением отечественного машиностроения. Прошло более полувека с момента принятия его к серийному производству, но его модификации выпускаются и в настоящее время, как для военной техники, так и для нужд народного хозяйства. По количеству изготовленных двигателей и надёжности в эксплуатации он не имеет себе равных. Дизель В-2 намного опередил свое время и составил целую эпоху в отечественном и мировом двигателестроении.

В послевоенные годы перед КБ встала новая сложная техническая задача по созданию перспективного танкового дизеля, обладающего высокими технико-экономическими характеристиками при наименьших габаритах и массе. Был принят смелый и, как

показала впоследствии жизнь, удачный выбор конструкторского решения - удовлетворить перечисленные жёсткие требования наиболее полно может быстроходный двухтактный дизель с противоположно движущимися поршнями.

В результате тесного содружества конструкторов-дизелистов и конструкторов-танкистов впервые в мировом танкостроении была создана принципиально новая, чрезвычайно плотная компоновка моторно-трансмиссионного отделения (МТО) танка Т-64 с поперечным расположением двухтактного дизеля 5ТДФ с двухсторонним отбором мощности от коленчатого вала на бортовые передачи. Цилиндры дизеля 5ТДФ располагаются горизонтально, что позволило обеспечить высоту двигателя равной 581 мм - самую низкую в мировой технике танкового дизелестроения (рис. 1).

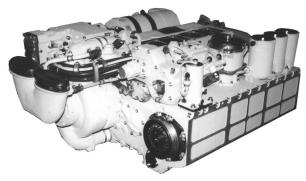


Рис. 1. Дизель 5ТДФ, 5ТДФМ, 5ТДФМА

Такая высота двигателя придала особое качество танку - низкий его силуэт. Так родилась украинская концепция танкового дизелестроения. Танк Т-64, созданный в шестидесятые годы, по удельной мощности МТО (265 л.с./м³) на многие годы опередил зарубежных конкурентов, которые только в де-

вяностые годы приблизились к этому показателю.

В конце девяностых годов была разработана более мощная модификация двигателя 5ТДФМ (см. табл. 1) при сохранении весо-габаритных характеристик. Её серийное производство началось в 2003 г. для установки на современные украинские танки "Булат".

Известные современные отечественные танки III-го поколения Т-80УД и Т-84, имеющие высокий рейтинг на мировом рынке, оснащены новыми быстроходными двухтактными турбопоршневыми дизелями 6ТД-1 и 6ТД-2 (см. табл. 1 и рис. 2), разработанными на базе двигателя 5ТДФ.

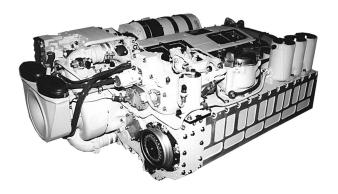


Рис. 2. Дизель 6ТД-2, 6ТД-2Е

В 2003...2005 г. разработана модификация двигателя 6ТД-2Е с прогрессивными техническими характеристиками для танка "Оплот", имеющего автоматическую электронную систему управления трансмиссией.

По удельным показателям и компоновочным характеристикам МТО названных выше танков не имеют аналогов в мировой технике. В настоящее время в КП ХКБД создаются танковые двигатели IV-го поколения: дизель 6ТДМА мощностью 1400 л.с. с промежуточным охлаждением воздуха (с дальнейшим форсированием до 1500 л.с.) и 5ТДФМА мощностью 1050 л.с. с прогрессивными техническими характеристиками для модернизации танков Т-84 и Т-72 соответственно. Литровая мощ-

ность указанных дизелей достигает более 90 л.с./л. В мировом двигателестроении такого уровня литровой мощности дизельные двигатели не имеют.

В КП ХКБД разработана также модификация трехцилиндровых быстроходных дизелей ЗТД мощностью 300...600 л.с. (см. табл. 1 и рис. 3), предназначенных для легких гусеничных и колесных машин (БТР и БМП).

Необходимо отметить, что в конструкции указанных выше дизелей типа ТД воплощён богатый опыт проектировщиков и производственников, постоянно совершенствующих узлы и системы, применяя нетрадиционные конструкторские и технологические решения. Конструкция дизелей защищена более 150 патентами и авторскими свидетельствами на изобретения и "НОУ-ХАУ".

На базе танковых серийных дизелей 5ТДФ и 6ТД в КП ХКБД разработаны конверсионные дизели народно-хозяйственного назначения (см. табл. 2). Необходимый их ресурс обеспечивается за счет дефорсирования по частоте вращения и уровню мощности.

Одним из новых направлений деятельности КП ХКБД является разработка быстроходных малоразмерных четырёхтактных дизелей серии ДТ автотракторного назначения мощностью от 14 до 110 л.с., (см. табл. 3). Это четырёхтактные, рядные, вертикальные дизели жидкостного охлаждения с вихрекамерным смесеобразованием.

Двухцилиндровые дизели 2ДТХ и 2ДТАВ (рис. 4, 5) созданы и отработаны в тесном содружестве со специалистами КБ Харьковского тракторного завода для использования в силовых установках малогабаритных тракторов ХТЗ-1410 и ХТЗ-1610 соответственно. В отличие от 2ДТАВ у двигателя 2ДТХ совмещённая система смазки и охлаждения, причём обе они питаются из общего картера одним и тем же маслом, а шестерёнчатые насосы, обеспечивающие маслом каждую из систем, имеют привод от общего

вала. Оба эти дизеля, а также дизели 3ДТА и 4ДТА разработаны по заданию Министерства промышленной политики Украины, входят в Государственную

программу разработки и изготовления технологических комплексов машин и оборудования для АПК на 1998...2006 г. и аналогов на Украине не имеют.

Таблица 1. Быстроходные двухтактные турбопоршневые дизели военного назначения

Дизель	3ТД			5ТДФМА		6ТД-2	6ТД-2Е	6ТД-3
Назначение	БТР,	Танк	Танк	опытный	Танк	Танк	Танк	опыт-
Пазначение	БИП,	танк Т-64	танк "Булат"	ОПЫТНЫЙ	Т-80УД	Т-84	"Оплот"	ный
Мощность, кВт (л.с.)	220440	515	625	773	735	882	882	1030
Мощность, кыт (л.с.)		(700)	(850)	(1050)	(1000)	(1200)	(1200)	(1400)
Номинальная частота	(300600)	(700)	(830)	(1030)	(1000)	(1200)	(1200)	(1400)
	2600	2800	2800	2850	2800	2600	2600	2850
вращения, мин ⁻¹		2800	2800	2830	2800	2000	2000	2830
Максимальный крутящий								
момент в условиях объек-	06.160		210		0.40	202	202	210
та, кгс·м	86169	175	210	242	242	282	282	318
Частота вращения при								
максимальном крутящем								
моменте, мин ⁻¹	1950	2050	2050	2050	2050	2050	2050	2050
Удельный расход топли-								
ва, г/э.л.с.ч	160	170	165	153	158	160	153	160
Диаметр цилиндра, мм	120	120	120	120	120	120	120	120
Ход поршня, мм	2x120	2x120	2x120	2x120	2x120	2x120	2x120	2x120
Число цилиндров	3	5	5	5	6	6	6	6
Рабочий объём, л	8,15	13,6	13,6	13,6	16,3	16,3	16,3	16,3
Расход воздуха, кг/с	0,450,95	1,21	1,40	1,75	1,65	1,80	1,80	2,00
Габариты, мм								
длина	1182	1413	1413	1413	1602	1602	1602	1698
ширина	955	955	955	955	955	955	955	955
высота	581	581	581	581	581	581	581	581
Масса, кг	850	1040	1040	1040	1180	1180	1180	1210
Удельная масса, кг/л.с.	2,831,41	1,48	1,32	0,99	1,18	0,98	0,98	0,864
Габаритная мощность,								
л.с./м ³	457915	893	1084	1345	1120	1350	1350	1490

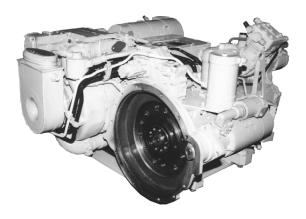


Рис. 3. Дизель ЗТД

Автомобильные модификации малолитражных дизелей изготавливаются в режиме опытного производства с перспективой их внедрения в серию по мере отработки и получения заказов.

В настоящее время КП ХКБД в тесном содружестве с учёными и специалистами НТУ "Харьковский политехнический институт", Харьковского национального автомобильно-дорожного университета, Украинской государственной академии железнодорожного транспорта, ННЦ "Харьковский физикотехнический институт", Киевского института общей

и неорганической химии им. В.И. Вернадского и др. разрабатывает перспективный малоразмерный четырёхтактный автомобильный дизель нового поколения 4ДТНА2 мощностью 110 л.с. (см. табл. 3) с непосредственным впрыскиванием топлива под высоким давлением за счёт использования современной аккумуляторной топливной системы с электронным управлением процессом топливоподачи.

Таблица 2. Конверсионные 2-тактные двигатели

Поположения	На баз	е двигат	геля 5ТДФ	На базе двигателя 6ТД			
Параметры	457KM	500	512	459К	502	514	
Назначение	катер	ДГУ	буровая установ-ка	быстро- ходный катер	дизель- поезд	установка це- мен- тирования скважин	
Мощность, кВт (л.с.)	330 (450)	200 (272)	330 (450)	735 (1000)	588 (800)	423 (550)	
Номинальная частота вра- щения, мин ⁻¹	2100	1500	2000	2400	2200	2100	
Максимальный крутящий момент, кгм	-	_	185	_	-	-	
Удельный расход топлива, г/э.л.с.ч	170	170	170	165	160	160	
Диаметр цилиндра, мм Ход поршня, мм	120 120	120 120	120 120	120 120	120 120	120 120	
Число цилиндров	5	5	5	6	6	6	
Рабочий объём, л Расход воздуха, кг/с	13,6 0,85	13,6 0,55	13,6 0,80	16,3 1,40	16,3	16,3 0,96	
Габариты, мм длина	1413	1413	1413	1602	1602	1602	
ширина высота	955 581	955 581	955 581	955 581	955 581	955 581	
Масса, кг	1040	1040	1040	1180	1180	1180	
Удельная масса, кг/л. с. Габаритная мощность, л.с./м ³	2,31 547	2,60 446	2,31 574	1,12	901	6191	
Ресурс, час	8000	7000	10000	4000	8000	7000	

Особое место в ряду малолитражных четырёхтактных дизелей занимает малогабаритный "низкий" быстроходный дизель 468A (см. табл. 3 и рис. 6) с непосредственным впрыскиванием топлива и горизонтальным рядным расположением цилиндров.

Массо-габаритные показатели этого дизеля и оригинальные компоновочные решения предопре-

делили его использование в составе ЭА-8 для танка Т-84 в качестве автономного источника энергоснабжения.

Для танка "Оплот", имеющего большую энергоёмкость в стояночном режиме разработан энергоагрегат ЭА-10 мощностью 10 кВт при часовом расходе топлива 3,8 кг/ч. Для него использован модернизированный дизель 468А-1.

Таблица 3. Малолитражные 4-тактные двигатели

,	1		Ī					
Дизель	2ДТХ	2ДТАВ	3ДТА	4ДТА	4ДТНА1	4ДТНА2	468A	468A-1
Назначение	трактор	трактор	трактор	трактор	автомо- биль	автомо- биль	энерго- агрегат ЭА-8	энерго- агрегат ЭА-10
Мощность, кВт (л.с.)	10,3 (14)	12,5 (17)	16,2 (22)	44,1 (60)	66,2 (90)	80,9 (110)	11,4 (15,5)	14,3 (19,5)
Номинальная частота вращения, мин ⁻¹	2800	3000	2200	3000	4200	4200	4100	4100
Максимальный крутя- щий момент, кгм	3,9	4,6	8,2	16,4	18,0	22,5	-	-
Удельный расход топ- лива, г/э.л.с.ч	200	199	190	195	190	180	230	195
Диаметр цилиндра, мм	79	88	88	88	88	88	78	79
Ход поршня, мм Число цилиндров	82	82 2	3	82	82	82	78	78 2
Рабочий объём, л	0,8	1,0	1,5	2,0	2,0	2,0	0,74	0,77
Расход воздуха, кг/с	0,019	0,025	0,032	0,085	0,12	0,133	0,03	0,0306
Габариты, мм длина	460	460	850	992	700	700	613	613
ширина	490	490	660	815	520	580	470	470
высота	680	640	810	832	700	700	310	309
Масса, кг	85	80	130	145	145	150	115	115
Удельная масса, кг/л.с.	6,07	4,7	5,9	2,42	1,61	1,32	7,4	5,9

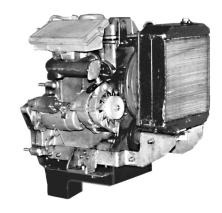


Рис. 4. Дизель 2ДТХ



Рис. 6. Дизель 468А, 468А-1



Рис. 5. Дизель 2ДТАВ

Используя огромный опыт и научнотехнический потенциал, КП ХКБД ведет работы по дальнейшему совершенствованию характеристик серийных быстроходных дизелей и созданию перспективных дизельных двигателей нового поколения. УДК 621.515:621.438

В.П. Герасименко, д-р техн. наук, С.А. Алёхин, канд. техн. наук, Ю.А. Анимов, канд. техн. наук

ЭФФЕКТЫ КОНЦЕВОГО ЗАЗОРА В ВЫСОКОНАПОРНОМ ЦБК

Развитие вычислительной аэродинамики турбомашин требует адекватного описания особенности течения в их концевом (радиальном) зазоре над рабочим колесом. Ввиду того, что потери энергии в зазоре могут составлять до 20% и более в общем балансе потерь в колесе, учет всех эффектов, связанных с перетеканием в нем, становится весьма актуальной задачей при создании современных высокоэкономичных лопаточных венцов. При сложном трехмерном характере течения в межлопаточном канале рабочего колеса турбомашины концевой зазор оказывает существенное влияние на структуру этого течения, а также на составляющие потерь энергии. Поэтому глубокое физическое понимание реальных явлений и эффектов, связанных с концевым зазором, необходимо для повышения коэффициента полезного действия (КПД) турбомашины за счет выбора рациональных форм и размеров элементов конструкции проточной части, определяющих параметры концевого зазора.

Целью данной статьи является систематизация существующей информации о структуре течения в концевом зазоре рабочего колеса центробежного компрессора (ЦБК) для определения путей совершенствования его характеристик. Особенно остро эта проблема стоит при создании высоконапорных центробежных компрессоров, в которых обеспечению приемлемых значений КПД уделяется первостепенное внимание.

Согласно обзору литературных источников по радиальному зазору в турбомашинах [1,2,3] его влияние чаще всего сводят к трем основным эффектам:

- перетеканию жидкости или газа в зазоре, обусловленному перепадом давления на конце рабочей лопатки;
- "скребковому" эффекту, вызванному движением лопаток относительно неподвижного корпуса и "соскабливанием" пограничного слоя с последнего;
- вторичным течениям, возникающим под действием градиентов давления в межлопаточном канале.

Расчетные исследования пространственного течения вязкой жидкости в центробежном компрессоре с малым коэффициентом быстроходности при $u_2=211,5$ м/с и G=1,01 кг/с показали [4], что в зоне "вихря перетекания", находящейся сразу за лопаточным зазором вниз по потоку вблизи кожуха и поверхности разрежения лопатки, локальное значение производства энтропии примерно в 1000 раз превышает его среднее значение для рабочего колеса с числом лопаток $z_{pk}=19$. При КПД рабочего колеса, равном 93%, и $\pi_{pk}=3,4$ указанная зона с большим производством энтропии понижала КПД на ~2% [4].

Несмотря на многочисленные публикации [1–13] по исследованию влияния концевого зазора между лопатками рабочего колеса и корпусом на характеристики турбомашин, единого подхода в оценке такого влияния на КПД пока не существует, а поэтому не существует и точных методов расчета концевых эффектов. Это объясняется, с одной стороны, сложным многопараметричным характером данного влияния, а с другой – разной природой течения через радиальный зазор в зависимости от типа турбомашин: турбина или компрессор, осевое или радиальное рабочее колесо, значение степени реактивности

и т.п. Вместе с тем, в большинстве случаев течение в радиальном зазоре представляют как струю жидкости, истекающую под действием разности давлений на сторонах давления и разрежения торца лопатки и образующую, таким образом, "вихревой шнур" [5] в межлопаточном канале и вызывающую основной эффект зазора. Расчеты показывают, например [4], что перетекание газа в зазоре при перепаде давления $\sim 0.2 p_0$ происходит с числом Maxa в относительном движении, примерно равным 0,6. Этот вихревой след создает область высоких потерь (низкого давления), вытесняя основной поток. Ось вихря на выходе из рабочего колеса практически совпадает с направлением основного потока, а поэтому кинетическая энергия вихревого шнура в конечном итоге диссипирует. С увеличением концевого зазора растут утечки, а поэтому снижается действительный напор колеса как за счет уменьшения аэродинамической нагрузки на концах лопаток, так и за счет понижения КПД.

Модель "вихря перетекания" с ядром вращения по закону "твердого тела", индуктивное сопротивление которого является основным источником потерь энергии в снижении КПД из-за концевого зазора, достаточно часто используется в теоретическом анализе по его влиянию на течение в турбомашинах [2,5]. Вне ядра вихря предполагается течение по закону "свободного вихря". В то же время в работе [2] делается предположение о существовании оптимального радиального зазора, при котором суммарная циркуляция "вихря перетекания", вторичного течения в пограничном слое на торцевой стенке -"парного вихря" и "скребкового вихря" на этой стенке при ее перемещении относительно конца лопатки равна нулю. Причём, поскольку "вихрь перетекания" и "скребковый вихрь" в компрессоре направлены в одну сторону, а "парный вихрь" в противоположную, то величина оптимального зазора в рабочем колесе меньше, чем в консольном направляющем аппарате,

где отсутствует перемещение торцевой стенки, а следовательно, отсутствует и "скребковый вихрь".

О возможном существовании оптимального концевого зазора в компрессоре отмечалось также в работе [6]. Однако предложенная математическая модель, учитывающая потери давления в зазоре, вызванные перетеканием через зазор, градиентом давления вдоль стенки корпуса и наличием в межлопаточном канале вихревого следа от перетекания в зазоре, не отражает такого существования, поскольку все составляющие в ней потери почти пропорциональны зазору. И поэтому данная расчетная модель с использованием распределения скорости вдоль стенки корпуса, полученного на основании квазитрехмерного анализа потока, сводилась в результате к пропорциональному убыванию КПД с увеличением концевого зазора.

На рис. 1 представлено сравнение опытных и расчетных результатов для двух рабочих колес (РК) при трех режимах по расходу. Колесо R имело 20 радиальных лопаток ($\beta_{2\pi} = 90^{\circ}$) с вращающимся направляющим аппаратом и относительной шириной $b/r_2 = 0.14$ при диаметре $D_2 = 0.21$ м. Колесо В имело 16 назад загнутых цилиндрических лопаток с относительной шириной $b/r_2 = 0.067$ при диаметре $D_2 = 0.51$ м. Испытания проведены соответственно при частотах 4000 и 2000 об/мин, или $u_2 = 44$ м/с и 53,4 м/с. Из рисунков видно, что опытные кривые отличаются от линейных расчетных зависимостей. Кроме того, для колеса R с радиальными лопатками увеличение расхода приводит к росту потерь перетекания, так как нагрузка на лопатки по объяснениям [6] пропорциональна расходу. Тогда как для колеса В с назад загнутыми лопатками нагрузка на лопатки с увеличением расхода понижается, а поэтому и потери перетекания при этом также уменьшаются. Приведенные пояснения не совсем точны для колеса $R\ c\ \beta_{2\pi} = 90^{\circ}$, а для колеса $B\$ не подтверждаются опытом. Кроме того, отсутствуют какие-либо пояснения о различии характера опытных и расчетных зависимостей убывания КПД при увеличении зазора.

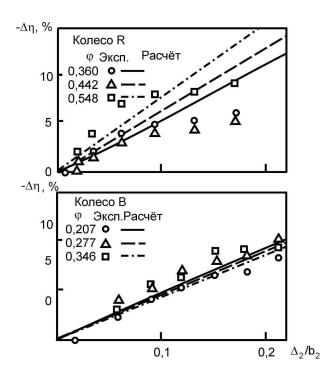


Рис. 1. Падение КПД из-за зазора в колесах ЦБК

В простейшем случае, представив перетекание в зазоре подобно течению в отверстии или щели [1], когда интенсивность перетекания определяется перепадом давления на зазоре, скорость в щели пропорциональна корню квадратному из этого перепада $\sqrt{\Delta p_3}$, а расход через зазор пропорционален $\Delta_3 \sqrt{\Delta p_3}$. Кинетическая энергия газа в зазоре пропорциональна квадрату скорости или перепаду давления Δp_3 , и поэтому потери энергии с переносимой массой газа "вихрем перетекания" пропорциональны произведению кинетической энергии на массовый расход, т.е. $\sim \Delta_3 \Delta p_3^{3/2}$. Однако следует учитывать при этом, что перепад давления на конце лопатки уменьшается с увеличением зазора. Поэтому существование такой зависимости $\Delta p_3 = f(\Delta_3)$ для колествование такой зависимости $\Delta p_3 = f(\Delta_3)$

са в конкретном случае позволяет сделать вывод о возможности использования радиального зазора в качестве одной независимой переменной, обусловливающей потери энергии "вихря перетекания". Даже уже при таком упрощенном анализе обнаруживается не пропорциональная связь между величиной зазора и потерями энергии.

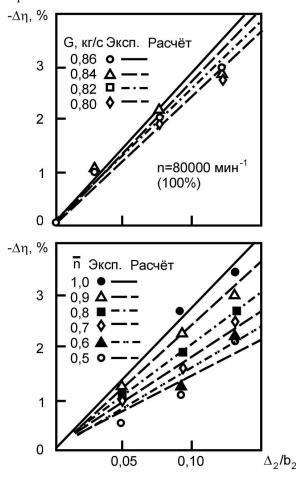
Модифицированная модель [6] перетекания в концевом зазоре центробежного колеса представлена в работе [7]. Новая модель отличается учетом понижения разности давлений на лопатке при наличии зазора в сравнении со значением этой разности при отсутствии зазора. Такое отличие в разностях давлений объясняется падением давления по направлению к щели-зазору на стороне давления лопатки и наоборот с ростом давления к щели на стороне разрежения. Т.е. происходит распространение возмущения от разности давлений на зазоре. В результате чего происходит сужение струи в концевом зазоре. Предложенные в работах [6,7] расчетные модели, несмотря на детализацию составляющих потерь в концевом зазоре рабочего колеса ЦБК, сводятся к пропорциональному понижению КПД при увеличении зазора, аналогично известным упрощенным корреляционным формулам вида:

$$\frac{\Delta \eta}{\eta} = -a \frac{\Delta_3}{(b_1 + b_2)/2},$$

где Δ_3 — концевой зазор; а — коэффициент пропорциональности; b_1 и b_2 — высота лопатки РК на входе и выходе соответственно.

Сопоставление расчетных и опытных результатов [7] для высоконапорного ЦБК с $\pi_{\kappa p}^*=6$ при n=80000 об/мин ($u_2=571,5$ м/с) с размером колеса $D_2=136,5$ мм, $b_2=4,67$ мм, z=24 и $\beta_{2\pi}=59,2^\circ$ представлено на рис. 2. Здесь также видно отличие опытных кривых и расчетных прямых зависимостей понижения КПД от величины концевого зазора без наличия пояснений такого расхождения результатов.

Причем, как и на рис. 1 с увеличением концевого зазора экспериментальные зависимости чаще всего имеют вид кривых с тенденцией ослабления эффекта зазора по снижению КПД. Исключением являются экспериментальные результаты на рис. 2 при пониженных частотах вращения колеса, где с увеличением концевого зазора эффект снижения КПД наоборот возрастает.



Puc. 2. Влияние расхода и частоты вращения на потери в концевом зазоре

Такое изменение характера влияния концевого зазора на КПД в зависимости от частоты вращения колеса согласно экспериментальным данным обращает на себя внимание. Объяснение такого влияния концевого зазора на КПД центробежных колес очевидно заключается в следующем. С одной стороны, чем выше напор колеса за счет реактивности

(β_{2л} = 90°) или за счет повышения его частоты вращения, тем больше эффект зазора по снижению КПД из-за роста интенсивности "вихря перетекания". С другой – чем выше напор колеса, тем быстрее происходит ослабление этого эффекта при увеличении концевого зазора, так как увеличение зазора приводит одновременно с возрастанием интенсивности "вихря перетекания" за счет расхода утечек и к снижению теоретического напора колеса (аэродинамической нагрузки на лопатки) из-за понижения разности давления по сторонам лопатки у ее конца. Т.е. при увеличении зазора его площадь для перетекания возрастает, а средняя скорость утечек уменьшается. При этом также уменьшаются затраты мощности на "скребковый вихрь".

В работе [8] представлены опытные результаты по влиянию концевого зазора на параметры ЦБК с $\pi_{rn}^* = 3.6$; $G_{np} = 1.05 \text{ kg/c};$ $u_{2np} = 441 \text{ m/c};$ $\beta_{2\pi} = 71^{\circ}30'$; $\alpha_1 = 64^{\circ}38'$. Обнаружено наличие оптимального зазора, примерно равного $\Delta_2/b_2 \cong 0.04$. При пояснении результатов, в отличие от работ [6,7], кроме потерь энергии от перетекания в концевом зазоре над лопаткой со стороны давления на сторону разрежения, пропорциональных площади зазора $l_{\nu}\Delta_{\nu}$ и перепаду статического давления на конце лопатки в виде отношения p_{∂}/p_{p} (т.е. $H_{n} \sim l_{\kappa} \Delta_{3} p_{\partial}/p_{p}$), выделены также потери: на трение торцов лопаток о воздух в зазоре, величина которых принята пропорциональной квадрату окружной скорости рабочей лопатки, площади поверхности торцов лопаток $l_{\nu}\delta_{\pi}$, вязкости воздуха µ и обратно пропорциональной величине зазора $\Delta_{_3}$ (т.е. $H_{_{mp}} \sim u^2 \mu l_{_{\kappa}} \delta_{_{3}} / \Delta_{_{3}}$); и потери на циркуляцию, связанную с обратным течением вдоль наружного контура РК от выхода ко входу, пропорциональную кольцевой площади концевого зазора $D_2\Delta_3$ и перепаду давления на колесе p_2/p_1

(т.е. $H_{\rm u}\sim \Delta_{\rm s}D_{\rm 2}p_{\rm 2}/p_{\rm 1}$), которые, как известно, часто называют в насосах "объемными" потерями. Эти "объемные" потери являются одними из основных в закрытых колесах наряду с потерями на дисковое трение. Однако для колеса без покрывного диска потери на циркуляцию возвратного течения в записанном виде [8] при рабочих зазорах в явном виде не реализуются, так как такое течение свидетельствовало бы о пристенном отрыве на корпусе.

Испытания рабочих колес при $M_{u_2} = 0.7-1.0$, отличающихся наличием и отсутствием покрывного диска, показали [9], что на режимах, начиная от максимальных КПД в сторону понижения расхода, закрытое РК имеет характеристики хуже, чем открытое, а диапазон устойчивой работы уже, так как вращающийся срыв начинался при большем расходе. Измерения пульсаций скорости за РК на режиме максимального КПД свидетельствует о более развитом вторичном течении в межлопаточном канале закрытого колеса со стороны покрывного диска в сравнении с полуоткрытым колесом, тогда как со стороны втулки пульсации скорости в обоих колесах практически одинаковы. Отсутствие пульсаций скорости за полуоткрытым РК со стороны корпуса, а также ухудшение характеристик закрытого колеса в сравнении с открытым при понижении расхода с усугублением условий срыва свидетельствуют о положительном эффекте перетекания газа в концевом зазоре полуоткрытого колеса, способствующем ослаблению "парного вихря". Результаты данного исследования [9] позволяют сделать вывод о существовании "оптимального" зазора, несмотря на то, что пониженные значения КПД закрытого колеса могут объясняться также дополнительными потерями трения газа о покрывной диск снаружи со стороны зазора, не связанными с течением в межлопаточном канале. Однако эти потери не могут быть объяснением ухудшения действительного напора колеса. Отсутствие пульсаций скорости за открытым РК у концов лопаток, благодаря тому, что "вихрь перетекания" в зазоре компенсирует у концов лопаток течения "парного вихря" и "скребкового вихря", очевидно должно способствовать снижению потерь и в диффузоре за РК, что благоприятно сказывается на характеристиках компрессора в целом, подтверждая тем самым существование "оптимального" зазора. Таким образом, при испытаниях колеса, несмотря на назад загнутые лопатки, обнаружено существенное отличие в его рабочих характеристиках при наличии и отсутствии покрывного диска, благодаря высоким числам Маха M_{ν_0} , обеспечивающим большие напоры.

Аналогично работе [9] приведен сравнительный анализ влияния концевого зазора на характеристики закрытых и полуоткрытых пяти рабочих колес центробежных насосов [10] с разными коэффициентами быстроходности, где полуоткрытые колеса были получены аналогичным путем удаления покрывных дисков с закрытых колес. Отмечается, что при малых относительных радиальных зазорах (до 3,5%) наклоны зависимостей изменения КПД по величине зазора для каждого колеса разные, а при больших - одинаковые и линейные. Очевидно, что при столь больших зазорах в испытанных насосах могли присутствовать "объемные" потери, которые отсутствуют для высоконапорных ЦБК с малыми рабочими зазорами на расчетных режимах работы. Анализ зависимостей при малых зазорах показывает, что изменение коэффициента быстроходности вносит существенный отпечаток на перераспределение в эффектах по каждому виду потерь, связанных с концевым зазором. Однако то, что наибольший эффект по снижению КПД при увеличении зазора наблюдался в колесе со средней величиной быстроходности $N_s = 0.83$ свидетельствует о смешении эффектов зазора и других ("парного вихря", профильных потерь), так как изменение коэффициента быстроходности достигалось

одновременным изменением двух безразмерных геометрических параметров D_1/D_2 и b_2/D_2 . Такое смешение эффектов не позволило авторам [10] выделить конкретные эффекты, связанные с собственно зазором.

Изложенный анализ публикаций свидетельствует о существовании нескольких эффектов по влиянию величины концевого зазора на КПД высоконапорных ЦБК, основными из которых являются: "вихрь перетекания" и "скребковый" эффект, характеризующий трение торцов лопаток о газ в зазоре. Остальные эффекты, такие как вторичное течение "парного вихря", которое ослабляется при увеличении зазора, и течение в зазоре, обусловленное наличием продольного градиента давления с учетом центробежных сил, могут быть рассмотрены в совокупности с первыми двумя. Таким образом, одни эффекты по природе приводят к снижению КПД при увеличении зазора, а другие, наоборот - к повышению КПД. Поэтому суммарный эффект может привести к минимуму потерь в колесе. Исходя из подобных представлений, очевидно могут быть определены пути выбора оптимальных конструктивных параметров колеса, связанных с концевым зазором, для понижения суммарных потерь.

Влияние концевого зазора на характеристики высоконапорных ЦБК с двухъярусными рабочими колесами различной реактивности с углами лопаток $\beta_{2\pi} = 52°30'; 60°; 75°; 90°,$ исследовано с участием авторов [11]. Результаты исследований по КПД компрессора с входным радиально-осевым патрубком и спиральной выходной улиткой представлены на рис. 3.

Оптимальный зазор для всех рабочих колес получен в диапазоне $\Delta_2/b_2=0,02-0,04,$ что согласуется с результатами исследований [8] на аналогичных

компрессорах. Эти результаты оптимизации концевого зазора были использованы при разработке высоконапорных центробежных компрессоров с $\beta_{2\pi}=90^{\circ}$ для наддува транспортных дизелей (см. табл.).

Применение многоярусных колес [12] с оптимальными концевыми зазорами позволило сохранить КПД компрессора совместно с входным патрубком и спиральной выходной улиткой на уровне $\eta_{\kappa}^* \cong 0,8$ при значительном увеличении степени повышения давления.

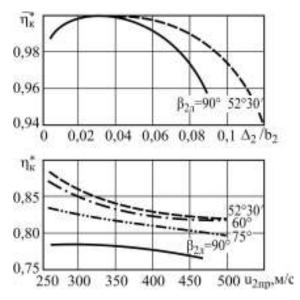


Рис. 3. Влияние концевого зазора, окружной скорости и реактивности колеса на КПД компрессора

Многоярусность колеса с одной стороны уменьшает общую поверхность лопаток, а следовательно, и потери на трение, а с другой – увеличивает число лопаток на выходном участке колеса, понижая тем самым перепад давлений в концевом зазоре и ослабляя интенсивность "вихря перетекания" и вторичных течений.

Таблина 1	1. (Основные геоме	трические и а	аэродинамические	парамет	ры компі	рессоров
т иозинци з		JULIODIDIO I COM	orphi recitine in	аэродинали теские	mapanier	pbi Romin	эссоров

Параметр	Компрессоры наддува							
Параметр	двухтактных транспортных дизелей							
Марка дизеля	5ТДФ	3ТД-1 3ТД-2 6ТД-1						
Тип колеса	закрытое		пол	уоткрыт	гое			
Наружный диаметр колеса D_2 , м	0,225	0,18	0,205	0,24	0,24	0,22		
Количество ярусов лопаток	1	2	2	2	3	3		
Отношение диаметров:	0,48	0,484	0,421	0,5	0,5	0,453		
D_{1cp}/D_2								
$D_{1cp}^{\prime\prime}/D_2$	_	_	_	_	0,646	0,613		
Количество лопаток ВНА	14	11	11	14	10	10		
Количество лопаток второго яруса	14	22	22	28	20	20		
Количество лопаток третьего яруса	_	1	1	_	40	40		
Степень повышения давления π_{κ}^*	2,75	2,07	2,5	3,38	3,5	4,15		
КПД компрессора η_{κ}^*	0,8	0,8	0,8	0,8	0,805	0,8		

Существенное влияние на интенсивность "вихря перетекания" в концевом зазоре оказывает форма торца лопаток, которая определяет сужение струи в зазоре. На рис. 4 представлено влияние концевого зазора на характеристики рабочего колеса [13] при трех конфигурациях торца лопатки: скругленном (R), с острыми кромками (S) и с пластиной толщиной 0,1 мм, выступающей на 1,5 мм с передней стороны лопатки (Е). Радиальное колесо имело 16 назад загнутых лопаток с углами $\beta_{1\pi} = 28^{\circ}$ и $\beta_{2\pi} = 45^{\circ}$ и размерами: $D_2 = 0.51$ м; $D_1 = 0.2584$ м; $b_2 = 17$ мм; $b_1 = 28$ мм при толщине лопаток 2 мм, а коэффициент быстроходности – $N_s = 0,43$. Испытания проводились постоянной частоте вращения $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ ($u_2 = 53,4 \text{ м/c}$) и расчетном коэффициенте расхода по выходу из колеса $\phi_2 = 0.27$. Результаты испытаний при других расходах представлены на рис. 1 (колесо В). Скругление острых кромок приводит к снижению КПД из-за большей интенсивности перетекания, а установка пластины на торце, наоборот, повышает КПД колеса, благодаря уменьшению интенсивности "вихря перетекания". Очевидно эффект от применения конфигурации торца рабочей лопатки с пластиной по повышению КПД

следует ожидать более значительным в высоконагруженных ЦБК.

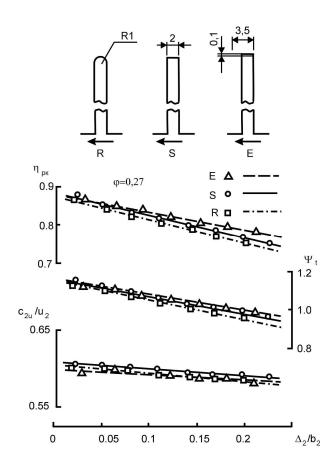


Рис. 4. Влияние конфигурации торца лопатки на характеристики рабочего колеса ЦБК с изменением концевого зазора

Подобное конструктивное решение, предложенное авторами ранее [14], в высоконапорных ЦБК может обеспечить повышение КПД колеса на 2–4%, причем оптимальное значение концевого зазора должно сместиться в сторону увеличения, что обеспечит гарантию от затирания колеса о корпус.

Заключение

Выделены главные эффекты, обусловленные концевым зазором рабочего колеса центробежного компрессора, и установлены основные закономерности его влияния на аэродинамические характеристики компрессора. Обосновано и экспериментально подтверждено наличие оптимального значения величины концевого зазора в диапазоне $\Delta_2/b_2 = 0.02$ – 0,04. Определены пути возможного совершенствования высоконапорных ЦБК и предложены конструктивные решения такого совершенствования в направлении ослабления негативного влияния концевого зазора на характеристики компрессора: применение полок на торцах лопаток, многоярусных рабочих колес, оптимальных значений зазора. Экспериментальная проверка предложенных мероприятий подтвердила целесообразность их использования.

Список литературы:

1. Герасименко В.П., Осипов Е.В., Шелковский М.Ю. Эффекты радиального зазора в турбомашинах // Авиац.-косм. техн. и технология. — 2004. — №8(16). — С. 54—58. 2. Лакиминарайяна. Методы расчета влияния радиального зазора в осевых турбомашинах // Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер.: Теоретические основы инженерных расчетов. — 1970. — Т. 92, №3. — С. 64—79. 3. Hesselgreaves J.E. A correlation of tipclearance / efficiency measurements on mixed-flow and axial-flow turbomachines. // Proceedings 3-rd conference on fluid mech. and fluid machines. Видареst. — 1969. — Р. 265—271. 4. Мур Дж., Мур Дж. Г. Оценка характеристик рабочего колеса центробежного

компрессора по результатам расчета пространственного течения вязкой жидкости // Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер.: Энергетические машины и установки. – 1984. – Т. 106, №2. – С. 100–108. 5. Конт, Оэйон, Папаилиу. Метод расчета сдвиговых слоев на ограничивающих стенках межлопаточного канала компрессорной решетки при наличии и отсутствии радиального зазора // Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер.: Энергетические машины и установки. – 1982. – Т. 104, №3. – С. 81–92. 6. Сэноо, Исида. Потери давления, обусловленные концевым зазором лопаток центробежных и осевых рабочих колес // Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер.: Энергетические машины и установки. – 1986. – Т. 108, №1. – С. 33–39. 7. Сэноо, Исида. Ухудшение характеристик компрессора, обусловленное концевым зазором лопаток центробежных рабочих колес // Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер.: Энергетические машины и установки. – 1988. – №1. – С. 100–107. 8. Влияние торцового зазора на параметры центробежного компрессора /С.М. Металликов, Ю.В. Бывшев, А.И. Горбунов, В.А. Буев // Двигателестроение. — 1987. — №12. — С. 24-26,31. 9. Харада. Рабочие характеристики открытых и закрытых рабочих колес центробежного компрессора // Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер.: Энергетические машины и установки. – 1985. – Т. 107, №2. – С. 179–185. 10. Энгеда, Раутенберг. Сравнительный анализ относительного влияния радиального лопаточного зазора на характеристики рабочих колес центробежных насосов // Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер.: Энергетические машины и установки. – 1988. – №4. – С. 67–72. 11. Особенности характеристик высоконапорного центробежного компрессора большой реактивности /Н.К. Рязанцев, И.Л. Ровенский, Н.Н. Алексейчук, Ю.А. Анимов, Ю.И. Степаненко, Л.Н. Тараненко // Газовая динамика двигателей и их элементов. – 1983. – Вып. 2. – С. 141-146. 12. О коэффициенте мощности многоярусного рабочего колеса центробежного компрессора / В.П. Герасименко, Н.К. Рязанцев, Ю.А. Анимов, В.В. Белоус // Авіац.-косм. техн. і технологія. — 2001. — Вип. 26. — С. 75—78. 13. Ishida M., Ueki H., Senoo Y. Effect of blade tip configuration on tip clearance loss of a centrifugal impeller // ASME Paper N89-GT-80. — 1989. — 6 р. 14. Рабочее колесо центробежного нагнетателя / Н.Н. Алексейчук, Ю.А. Анимов, В.П. Герасименко и др. / А.с. 1603073 СССР, МКИ F04 D29/22.— Заявлено 10.05.88. — №4422821. Опубл. 30.10.90. Бюл. №40.

УДК 621.436-242

С.В. Лыков, инж.

ШАТУННО-ПОРШНЕВАЯ ГРУППА ДВИГАТЕЛЕЙ ДЛЯ БРОНЕТАНКОВОЙ ТЕХНИКИ

Во всех без исключения двигателях шатуннопоршневая группа является наиболее нагруженным и ответственным узлом, испытывающим большие температурные, динамические и механические нагрузки. Большинство случаев выхода двигателей из строя связано с неудовлетворительной работой шатуннопоршневой группы. Стараясь максимально использовать положительные стороны поршней и свести к минимуму неблагоприятные сопутствующие условия еще на этапе проектирования было принято решение о создании составной конструкции поршня.

Идея составного поршня состоит в том, что детали, выполненные из жаропрочных сталей, выполняют роль теплозащитного барьера, а детали из легких сплавов - теплоотводящих поверхностей и силовых элементов. Такой подход позволяет существенно уменьшить инерционные нагрузки на детали кривошипно-шатунного механизма, снизить механические потери на трение, теплоотдачу в систему охлаждения, что в свою очередь ведет к уменьшению размеров обслуживающих систем двигателя.

Составной поршень (рис. 1) имел следующую конструкцию. Накладка 1 из жаропрочной стали с

помощью четырех болтов крепится к алюминиевому корпусу 6, поджатому пружинами 12 и пакетами из уплотняющих и сферических шайб 7. Между корпусом поршня и накладкой расположена проставка 3 из жаропрочной стали, она является как дросселем на пути теплового потока из накладки в корпус поршня, так и регулирующим элементом, уменьшающим погрешность степени сжатия. Конструкция поршня позволяет устанавливать неразрезное жаровое кольцо 2, находящееся между накладкой и проставкой. Проставка является опорной поверхностью для жарового кольца. Жаровое кольцо защищает ниже расположенные в кольцедержателе и корпусе поршня уплотнительные кольца 4. В нижней части корпуса поршня устанавливаются два маслосъемных кольца 10. В бобышки поршня запрессовываются стальные втулки. Поршневой палец 11 плавающего типа, установлен в шатуне на игольчатом двухрядном подшипнике 9. Палец является внутренней обоймой игольчатого подшипника. Функции наружной обоймы выполняет втулка поршневой головки шатуна 8. В стержне шатуна выполнено сверление для подачи масла от кривошипной к поршневой головке шатуна.

Кривошипная головка в шатуне имеет канавку для подвода масла к отверстию в стержне шатуна.

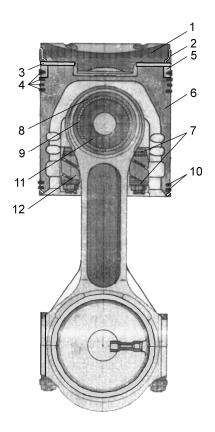


Рис. 1. Составной поршень

Сложность конструкции шатунно-поршневой группы обусловлена стремлением обеспечить работоспособность узла при высокой литровой мощности. Уже на первых образцах в середине пятидесятых годов выше перечисленные конструкторские решения позволили добиться перепада температур по высоте поршня с 900 °C до 150 °C, тепловой поток через поршень составил 8% от эффективной мощности, что в 2...2,5 раза меньше чем в дизелях обычной конструкции. Это стало возможно благодаря жаростойкой накладке.

С самого начала огромная роль отводилась вопросам работоспособности жарового кольца. Жаровое кольцо выполняет ряд функций:

- уменьшение объема вредного пространства камеры сгорания;
 - четкое определение фаз газораспределения;
- защита уплотнительных колец и корпуса поршня от непосредственного контакта с горячими газами камеры сгорания.

Жаровое кольцо работает под воздействием высоких температур и давлений газов. Низ кольца имеет температуру до $450\,^{0}$ С, а в зоне контакта с гильзой цилиндра около $250\,^{0}$ С, и это всего при высоте в $12\,$ мм. Такие тяжелые условия работы вели к необходимости поиска новых материалов, износостойких и приработочных покрытий, технологий, конструкторских решений.

Корпус поршня, выполненный из алюминиевого сплава, воспринимает высокие температурные и динамические нагрузки. Со временем прочность алюминиевого сплава снижалась, в ходе длительных испытаний наблюдалось разбивание поршневых канавок кольцами и, как следствие, разрушение перемычек. С целью устранения дефекта на корпусе поршня вскоре появился кольцедержатель из немагнитной аустенитной стали 40Г18ЮЗФ. Особенностью данной стали является коэффициент линейного расширения близкий к коэффициенту расширения алюминиевого сплава.

Улучшение надежности корпуса поршня было достигнуто также благодаря подбору необходимого профиля, маслоёмкого рельефа, термообработки, технологии штамповки.

Много внимания было уделено игольчатому подшипнику поршневой головки шатуна. Вследствии ограничений по габаритам решение проблемы надежности и долговечности пришлось решать путем поиска новых материалов, методов улучшения и упрочнения поверхностей, внедрения новых гальванопокрытий и оптимизации режимов термообработки. Для устранения на поверхностях пальцев такого дефекта при шлифовке как прижог перешли со шли-

фовки пальцев в центрах к шлифовке на бесцентровочно-шлифовальные станки, на втулке ВГШ внутреннюю поверхность стали хонинговать.

Для увеличения прокачки масла через подшипник ВГШ претерпела изменения и конструкция кривошипной головки шатуна и вкладыша крышки шатуна.

Двухтактный дизель со встречно движущимися поршнями 5ТД, появившийся в середине прошлого века, оказался изделием нового поколения, показатели по литровой (42,8 л.с./л) и особенно габаритной мощности (729,5 л.с./м³) оказались передовыми для своего времени. При рабочем объеме в 13,6 литра с частотой вращения 3000 мин¹ максимальная мощность составляла 580 л.с. Это стало возможным благодаря открытой камере сгорания в жаровой накладке с минимальным охлаждаемым объемом камеры сгорания между накладками сближающихся поршней.

Жаровое кольцо изготавливалось из стали 65Г, в качестве износостойкого покрытия применяли хром, а приработочным покрытием служил свинец. Образующая боковой рабочей поверхности имела конусноцилиндрический профиль.

Корпус поршня также имел профиль рабочей поверхности конусообразный.

В верхней части корпуса был запрессован кольцедержатель для первого уплотнительного кольца трапециевидного типа, ниже, непосредственно в алюминиевом корпусе было выполнено три канавки для уплотнительных колец прямоугольного сечения.

В кривошипной головке шатуна имелась маслоподводящая канавка во вкладыше, выполненная на дуге 90^{0} .

Дальнейший ход работ по повышению надежности и увеличению мощности (до 700 л.с.) потребовал поиска и внедрения новых решений. У нового двигателя 5ТДФ выросла удельная литровая мощность до 52 л.с./л. Но удачные конструкторские ре-

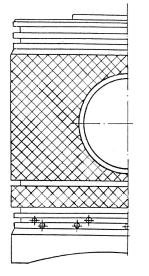
шения, заложенные на прототипе, позволили справиться с поставленными задачами, не подвергая пересмотру самой идеи компоновки.

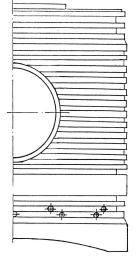
Из-за увеличивающейся теплонапряженности накладку из жаропрочной стали ЭИ 283 стали покрывать термодиффузионным хромом со стороны камеры сгорания, предохраняя тем самым ее от разгаров.

Тепловые эволюции накладки относительно корпуса поршня из алюминиевого сплава АК4-1 компенсировались, как и на 5ТД, при помощи витых пружин из стали 50ХФА, установленных на стяжных болтах изготовленных из сплава ЭИ 893. Поршневой палец выполнялся из хромоникелевой стали, наружная поверхность пальца подвергалась цементации и накатке.

Решение проблемы разрушения перемычек поршневыми кольцами и поломки трапециевидного кольца вылились в конечном итоге в два уплотнительных кольца прямоугольного сечения расположенных в едином кольцедержателе.

После повышения форсировок на первое место вышли вопросы обеспечения работоспособности жарового кольца, корпуса поршня, подшипника ВГШ. Для того чтобы заставить жаровое кольцо работать в течение всего гарантийного срока пришлось пойти на радикальные меры. Профиль кольца был пересмотрен и в результате стал сферическим (R640 мм). Для повышения усталостной прочности кольца пробовали материалы Х12М, 65С2ВА, но остановились на 4Х5МФ1С-Ш. Эта сталь имела усталостную прочность на 30% выше, чем у стали X12M. Чтобы уменьшить износ кольца и повысить его антизадирные свойства подбирали и новое износостойкое покрытие. В качестве нового покрытия появилось хромомолибденовое вместо покрытия хромом. Это покрытие имеет более высокую исходную твердость и меньше теряет ее при высоких температурах. На наружной поверхности появился маслоёмкий рельеф в виде пор. Сопрягающий радиус между полочкой и манжетой стал сложным - двухрадиусным. Для улучшения приработки колец после долгих поисков и проверок из свинца, олова, серебра и медь-дисульфид молибдена в качестве приработочного покрытия было выбрано покрытие с медьдисульфид молибденом. Оно имело низкий коэффициент трения (0,02).





корпус впускного поршня

корпус выпускного поршня

Рис. 2. Корпуса поршней

Из-за возросших нагрузок на корпусе поршня также было отмечено появление большого числа различных дефектов. Решая вновь возникшие проблемы, был сделан сложный профиль корпуса поршня, теперь он стал овальнобочкообразный. На самом корпусе появился маслоемкий рельеф в виде синусоидной вибронакатки (рис.2). На внутренней поверхности юбки были упразднены фрезеровки уменьшающие прочность поршня, толщину стенок юбки увеличили.

Не меньше вопросов возникло и при доводке подшипника ВГШ. На наружной поверхности втулки был выполнен маслоемкий рельеф методом алмазного выглаживания, на втулку начали наносить антифрикционное кадмиевое покрытие. Это позволило уйти от переноса металла между скользящими поверхностями и устранить наклеп отверстия в шатуне

втулкой. Саму втулку, иглы, ограничительные кольца выполняли из подшипниковой стали ШХ15-Ш. Вместе с тем, чтобы уменьшить теплонапряженность деталей и улучшить условия смазки деталей поршневой головки шатуна пришлось увеличить прокачку масла.

Но очень скоро возникла необходимость в создании двигателя мощностью 1000 л.с. Решить эту задачу исключительно благодаря установке шестого цилиндра не получалось, приходилось опять увеличивать уровень форсировок, что вело к появлению новых вызовов. Вскоре было доказано, что создание дизеля на 1000 л.с. опираясь на решения воплощенные в 5ТДФ, невозможно. Была проведена работа по выявлению наиболее тонких мест и намечены пути их устранения. Вскоре появился новый двигатель с

новыми техническими решениями.

Прежде всего, опять выросла удельная литровая мощность (до 61,5 л.с./л), при этом камеру сгорания между накладками уменьшили, это дало возможность не подвергать пересмотру системы двигателя. Вместе с тем пришлось увеличивать более чем на 20% объем камер сгорания в накладках в сторону увеличения. Этот вопрос решили за счет оптимизации и изменения формы камеры сгорания. На жаровых кольцах помимо замены износостойкого покрытия, теперь начали применять хромвольфрам, на выхлопных жаровых кольцах изменился и маслоемкий рельеф, он стал представлять собой винтовую канавку. Корпус поршня также претерпел изменения. На боковой поверхности выхлопных поршней изменили маслоемкий рельеф, это вылилось в нарезание кольцевых канавок (рис.2), что дало возможность улучшить смазку боковой поверхности поршня, так как в маслоёмком рельефе задерживалось больше масла, и снизить температуру поршня. Форсирование привело и к росту механических нагрузок на поршень. С целью повышения работоспособности пружин и уменьшения деформаций поршня, витые пружины были заменены рессорными пружинами. На корпусе поршня, для борьбы с наддувом картеров, под пальцем было установлено дополнительное уплотнительное кольцо. Надежную работу поршня и игольчатого подшипника решили путем увеличения подачи масла для охлаждения за счет увеличения проходных сечений масляных каналов во вкладышах и кривошипной головке шатуна.

Не останавливаясь на достигнутом, было при-

нять решение увеличить мощность до 1200 л.с. В связи с дальнейшим форсированием необходимо было принятие новых решений обеспечивающих надежность и работоспособность поршневой группы. Опять встал на повестку дня вопрос о подшипнике поршневой головки шатуна. Для обеспечения надежной работы и ресурса подшипника было принято решение все детали входящие в этот узел, изготавливать из более жаростойкой стали ЭИ 347-Ш. Термообработку пальца и втулки верхней головки шатуна пришлось изменить, палец начали подвергать объемной калке, для втулки внедрили термообработку с повышенной температурой отпуска, так как при увеличенных форсировках температура деталей опять начала повышаться. Уровень форсировки достиг почти 74 л.с./л, таким образом, двигатель форсировали на 20% по сравнению с предыдущим. Для снижения теплонапряженности увеличили прокачку масла, изменили и маслоемкий рельеф наружной поверхности втулки ВГШ, вибронакатку заменили более маслоёмким рельефом в виде винтовых канавок, выполняемых при помощи электрохимии. Кроме перечисленных мероприятий, увеличение прокачки масла удалось добиться благодаря выполнению на торцах втулок фрезеровок, увеличению проходных сечений во вкладышах, шатунах и крышках, а также оптимальному расположению жиклеров в шатунных шейках коленвалов. Рост форсирования привел к увеличению давления воздуха в воздушном рессивере и для обеспечения разрежения в картерах на корпусе поршня над маслосъемными кольцами было поставлено еще одно уплотнительное кольцо.

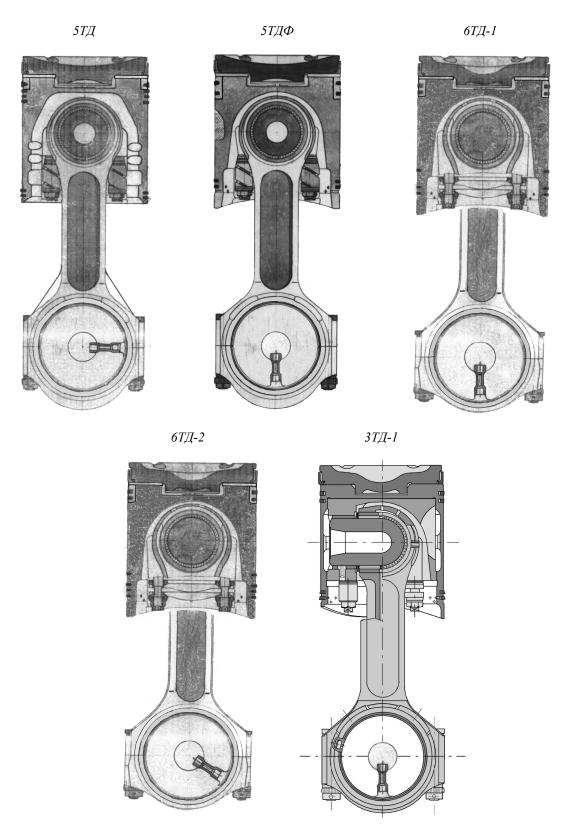


Рис. 3. Шатунно-поршневые группы высокофорсированных дизельных двигателей семейства ТД

При разработке двигателей для легких бронированных машин и особенно конверсионных пришлось учитывать ряд вопросов, на которые ранее не обращали большого внимания - это дымность, выброс вредных веществ с отработавшими газами, длительный срок эксплуатации, цена и другие.

При решении проблем, связанных с экологическими и ценовыми показателями, была проведена работа и с деталями поршневой группы. Идею составного поршня оставили, но конструкцию и материалы пересмотрели. Так появился поршень с чугунным тронком и алюминиевой вставкой. Проставка и вставка здесь отсутствуют, так как роль дросселя теплового потока выполняет сам чугунный тронк, он же является и надежной опорой для жарового кольца. У чугуна антизадирные свойства лучше, чем у алюминия, кроме того, коэффициент линейного расширения у чугуна значительно меньше, чем у алюминиевого сплава АК4-1, а это в свою очередь позволяет уменьшить зазор между поршнем и цилиндром. Между вставкой и тронком есть полость для охлаждающего масла. Эти мероприятия позволили сократить расход масла на угар и как следствие улучшить показатели по дымности и экологическим показателям. В качестве приработочного покрытия на тронке использовали медь-дисульфид молибдена. Большая работа была проведена по подбору зазора по посадочным поясам между тронком и вставкой. Боковая поверхность тронка цилиндричнобочкообразная. Подобная конструкция нашла применение на двигателях с удельной литровой мощностью до 50 л.с./л. Средний расход масла на угар составил 0,6% от расхода топлива, что для двухтактных дизелей специального назначения является неплохим результатом.

Как видно из вышесказанного, увеличение форсировки двигателя на 20% неизбежно приводило к необходимости поиска новых путей решения проблем достижения долговечности, надежности, обеспечения ресурса узлов и деталей шатуннопоршневой группы (рис. 3). Новаторство и революционные решения, защищенные патентами и авторскими свидетельствами, взвешенный подход, ясное понимание цели и путей решения проблем позволяют и сейчас занимать достойное место на рынке специальным высокофорсированным дизелям семейства ТД.

Список литературы:

1. Конструкция форсированных двигателей наземных транспортных машин: Учебное пособие. Часть І. / Рязанцев Н.К./ Киев: ІСДО, 1993 г. - 252 с. 2. Двигатель 6ТД. Техническое описание / Рязанцев Н.К., Сарычев В.Г. и др. / М.: Военное издательство, 1988 г. - 145 с. 3. История двигателестроения на ХПЗ - заводе имени Малышева 1911-2001 / Быстриченко А.В., Добровольский Е.М. и др. / Харьков: Митець, ГП "Завод им. Малышева", 2001 г. - 480 с.

УДК 621.436

К.А. Коваленко, инж.

ТЕПЛОНАПРЯЖЕННОСТЬ ДЕТАЛЕЙ ЦПГ ПРИ СГОРАНИИ РАССЛОЕННОГО ЗАРЯДА В ЦИЛИНДРЕ ДВС

В настоящее время в карбюраторных и инжекторных бензиновых ДВС стремятся организовать послойное смесеобразование и сгорание. Основная цель — получить надежное воспламенение смеси и высокую скорость распространения пламени в начале горения. Особенно интенсивно это направление развивается применительно к двухтактным двигателям, где удается получить существенное улучшение экономических и экологических характеристик.

Несмотря на то, что эффект от применения послойного смесеобразова-ния известен и используется довольно давно, в литературе трудно найти информацию по влиянию сгорания расслоенного заряда на теплонапряжен-ность деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ). Хотя неравномерное по объему камеры сгорания (КС) тепловыделение неизбежно должно привести к усилению неравномерности нагрева поверхностей деталей ЦПГ и, как результат, повышению локальной теплонапряженности и сложному деформированию деталей.

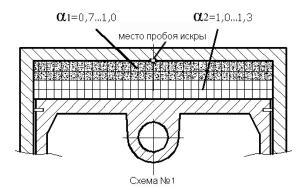
Современные САПР, использующие метод конечных элементов, позволяют рассчитать тепловое и напряженно-деформированное состояние (ТНДС) деталей. Однако, при сгорании расслоенного заряда, определить известными способами граничные условия теплопередачи от горячих газов стенкам затруднительно. Строго говоря, их можно задать, лишь достоверно зная объемную картину движения и плотности заряда в КС, а также форму пламени и её развитие. Проведение расчетов с учетом указанных физических явлений требует создания довольно сложных физико-математических моделей и алгоритмов их решения, а также выполнения предварительных экспериментальных исследований. В данной работе показано решение упрощенной задачи теплообмена со стенками при послойном сгорании двухкомпонентной свежей смеси, состоящей из обогащенной и обедненной зон. Результаты расчета послужат для задания граничных условий при расчете ТНДС деталей ЦПГ, а также позволят оценить неравномерность теплоотдачи в стенки поршня и головку цилиндра при послойном сгорании.

При решении задачи была принята следующия методика и исходные данные:

- физико-математическая модель (ФММ) рабочего цикла [1], разработанная для двухтактного высокооборотного двигателя Д-70 (бензопилы «Мотор Сич 270»);
- ФММ процесса послойного сгорания для КС упрощенной цилиндрической формы [2,3];
- расслоение заряда в КС принималось по двум схемам (рис.1);
- ширина фронта пламени 0.02 (м), скорость распространения пламени постоянная (30 м/с) с началом горения в точке пресечения оси цилиндра и поверхности головки;
- температуры деталей ЦПГ задавались на основе результатов термометрирования [4];
- перемешивание обогащенной и обедненной зон в КС отсутствует.

ФММ сгорания предполагает разбитие КС на осесимметричные элементы - элементарные объёмы. Для этих объёмов в процессе сгорания определялись значения массы, объёма и температуры с учетом распространения фронта пламени, движения поршня и теплообмена со стенками. Заданные скорость распространения пламени и ширина его фронта хорошо согласуются с известными параметрами турбулент-

ного сгорания, а получаемый закон тепловыделения близок к закону определенному по эмпирической формуле Вибе.



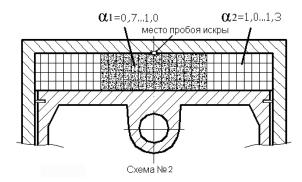


Рис. 1. Схемы для расчета сгорания расслоенного заряда.

Для каждой схемы расслоения заряда расчеты выполнялись по четырем вариантам значений коэффициента избытка воздуха для обогащенной смеси $\alpha 1$ и обедненной смеси $\alpha 2$:

- 1) $\alpha I = 1, \alpha 2 = 1;$
- 2) $\alpha l = 0.9, \alpha 2 = 1.1;$
- 3) $\alpha I = 0.8, \alpha 2 = 1.2;$
- 4) $\alpha l = 0.7, \alpha 2 = 1.3;$

Принятые условия состояния свежего заряда в цилиндре двигателя на практике получить трудно, но цель исследования - оценить максимальные возможности использования расслоенного заряда, определить технико-экономические показатели ДВС и его конструктивные особенности.

Количество теплоты, участвующее в процессе за счет теплообмена со стенками, определялось по формуле Ньютона-Рихмана:

$$dQ_{w} = \alpha_{w} \cdot F_{w} \cdot (T_{w} - T) \cdot \frac{d\varphi}{\omega}$$
 (1)

где α_w — коэффициент теплоотдачи; F_w — площадь поверхности теплообмена; T_w , T — температура соответственно стенки и рабочего тела.

Расчет по формуле (1) проводился для элементов расположенных у стенок КС. Количество теплоты, переданное стенке dQ_w за период $d\varphi$, нельзя использовать в уравнениях энергообмена только пристеночных элементарных объёмов, т.к. при разбиении КС на большое количество элементов, температура элементов расположенных у стенок стремиться к значениям соответствующих локальных температур поверхностей. Поэтому dQ_w делили на число элементарных объёмов расположенных нормально к поверхности стенки и полученные значения учитывали в уравнениях энергообмена каждого из этих элементов. Число нормально расположенных элементарных объёмов к поверхности днища поршня и к головке цилиндра приняты равными половине от числа итераций по вертикали. Для боковых стенок цилиндра это число принято равным 1/3 от числа итераций по горизонтали. Такое представление энергообмена со стенками и между элементами можно принять т.к. сравнение величин суммарного количества теплоты переданного поверхностям КС рассчитанное по новой и по известной методике [1] дает разность результатов не более 8%.

Для расчета коэффициентов теплоотдачи в камерах ДВС предложено много эмпирических формул. В данном расчете была выбрана формула Вошни т.к. она учитывает турбулизацию от сгорания, интенсивность движения рабочего тела в различные периоды цикла, позволяет учитывать два тепловых потока: конвекцией и излучением (2). Сравнение применения различных формул даны в работе [3].

$$\alpha_{w} = 819.5 \frac{P_{np}^{2} \cdot W^{0.8}}{T^{0.53} \cdot D^{0.2}} + \varepsilon_{n} \sigma_{0} \frac{\left(\frac{T}{100}\right)^{4} - \left(\frac{T_{w}}{100}\right)^{4}}{T - T_{w}}$$
(2)

где P_{np} — текущее давление в цилиндре при проворачивании вала; W — условная скорость рабочего тела; D — диаметр поршня; ε_n — степень черноты пламени; σ_o — коэффициент излучения абсолютно черного тела.

Изменение удельных тепловых потоков по радиусу поршня, определенные за период сгорания заряда, представлены на рис.2. Значения qг и qп соответствуют четырем вариантам задания значений αI и $\alpha 2$. Полученные данные говорят о значительной неравномерности теплоотвода. За период сгорания поршню от горячих газов передается $\sim 70\%$ тепла, подводимого к стенкам КС за рабочий цикл. Различие величин удельных тепловых потоков в центре поршня и на периферии за цикл достигает $1.6 \div 2.2$ раз.

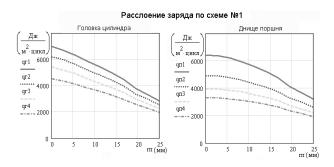
В табл.1 представлены результаты расчета суммарного количества теплоты переданной стенкам за период сгорания.

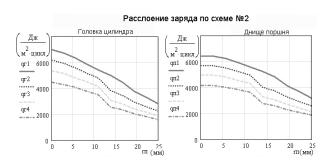
Таблица 1. Количество теплоты, отданное годовке и поршию за период сгорания

ловк	ювке и поршню за период сторания.							
	Деталь	$\alpha 1=1$	$\alpha 1 = 0.9$	$\alpha 1 = 0.8$	$\alpha 1 = 0.7$			
		$\alpha 2=1$	$\alpha 2 = 1.1$	$\alpha 2 = 1.2$	$\alpha 2 = 1.3$			
ма	Головка (Дж)	8,43	7,51	6,58	5,61			
Схема	Поршень (Дж)	8,92	7,02	5,8	4,93			
ма	Головка (Дж)	8,43	6,86	5,73	4,83			
Схема	Поршень (Дж)	8,92	7,29	6,14	5,21			

Двигатель Д-70 на номинальном режиме работает при среднем значении α =0.8. При этом поршню за период сгорания, согласно расчетам по ФММ, передается 7.31 Дж, а головке 6.84 Дж. Сравнение этих

данных с данными табл. 1, показывает, что при реализации рабочего цикла с расслоением заряда по схеме №1 и значениях αI =0.8 и αZ =1.2 можно уменьшить передачу теплоты поршню на 26%, головке на 3,9% (при той же неравномерности тепловых потоков) и улучшить топливную экономичность.

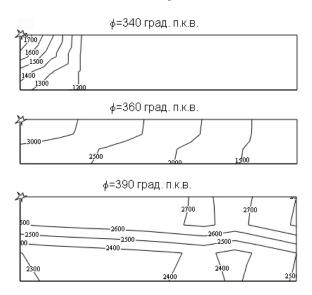




Puc. 2. Распределение удельных тепловых потоков по поверхностям головки цилиндра и днища поршня.

Качественную оценку влияния схемы расслоения заряда на температурную неравномерность газов в процессе сгорания можно получить из рис.3 (показана половина камеры сгорания). Температуры (по шкале Кельвина) показаны для трех положений поршня. Сгорание начинается при угле поворота коленчатого вала равном 330^{0} и заканчивается при 390°. Место пробоя искры указано в левом верхнем углу прямоугольников.

Расслоение заряда по схеме №1



Расслоение заряда по схеме №2

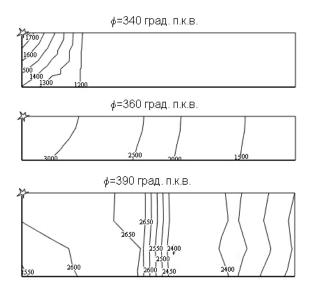
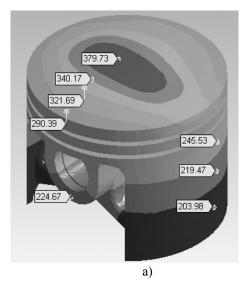
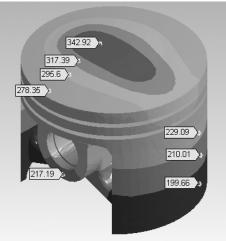


Рис. 3. Температуры расслоенного заряда в процессе сгорания при $\alpha 1 = 0.8$, $\alpha 2 = 1.2$

На рис.4 представлены результаты расчетов теплового состояния поршня. Граничные условия задавались с использованием результатов расчетов рабочего цикла по трем вариантам:

- a) $\alpha 1 = 0.8$, $\alpha 2 = 0.8$;
- б) $\alpha I = 0.8$, $\alpha 2 = 1.2$, расслоение заряда по схеме №1;
- в) $\alpha I = 0.8$, $\alpha 2 = 1.2$, расслоение заряда по схеме №2;





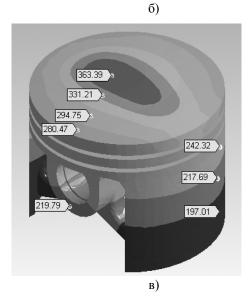


Рис. 4. Температуры (°С) поршня в характерных точках.

Реализация рабочего цикла с расслоением заряда по схеме №1 (Рис.4. б)) позволяет понизить уровень температур и температурную неравномерность поршня.

Выводы

- 1). При уточненных расчетах ТНДС поршня необходимо учитывать расслоение заряда при сгорании.
- 2). При проектировании ДВС с использованием расслоения заряда, можно добиться не только снижения теплонапряженности деталей ЦПГ, а и улучшения топливной экономичности.

Список литературы:

1. Егоров Я.А. Физико-математическая модель рабочего цикла двигателя внутреннего сгорания автотракторного типа: Учебное пособие.-К.: УМК ВО, 1991. –56с. 2. Егоров Я.А., Коваленко К.А. – «Расчет рабочего цикла ДВС с искровым зажиганием с учетом расслоения заряда при сгорании» // Вестник двигателестроения. - 2002 №1, с.28-31. 3. Актуальные проблемы теории и практики современного двигателестроения: Труды Международной научнотехнической конференции, 23-25 апреля 2003г., г. Челябинск – Челябинск: Изд-во ЮурГУ, 2003. – 263 с. // Егоров Я.А., Коваленко К.А. – «Температурная неравномерность рабочего заряда в цилиндре двигателя с искровым зажиганием», с.87-92. 4. Авиационно-космическая техника и технология: Сб. научн. трудов - Харьков: Нац. аэрокосмический ун-т «Харьк. авиац. ин-т», 2001 –Вып.26. Двигатели и энергоустановки.-303с. // Я.А.Егоров, К.А.Коваленко - «Исследование температурного поля деталей ЦПГ высокооборотного двухтактного ДВС», с.96-99.

УДК 621.43

А.В. Белогуб, канд. техн. наук, А.С. Стрибуль, инж., С.А. Нестеров, гл. конструктор

ПОРШЕНЬ ДЛЯ ДВИГАТЕЛЯ MeM3-317 (Vh=1.4л)

Введение.

Форсирование двигателя MeM3-245 (1.1л) по рабочему объему сначала до 1.2 л (MeM3-2457) потом до 1.3 л (МеМ3-307), а затем и до 1.4 л (МеМ3-317) с использованием коленчатого вала одной длины и максимальной унификации остальных деталей вызвало необходимость принимать неординарные технические решения под прессом острого дефицита времени. Одним из них было решение о смещении оси цилиндра относительно плоскости симметрии шатунной шейки на 1,25 мм, что не могло не сказаться на работе кривошипно-шатунного механизма

из-за появления дополнительного и достаточно значительного момента, изгибающего шатун.

1. Формулирование проблемы

Для максимального сокращения срока до начала моторных испытаний было принято решение изготовить из заготовки Ø78 (307.1004015H) поршни 317.1004015 – Ø77.5, у которого внешняя поверхность соответствует профилю 307.1004015H (для обеспечения возможности изготовления на существующей производственной линии), [1]. Такие поршни были изготовлены ОАО «АВТРАМАТ» и переданы ХРП «АвтоЗАЗ-МОТОР», где прошли серию испытаний, не связанных с ресурсом двигателя. Нача-

тые ресурсные испытания [2] были остановлены на 102 часу из-за разрушения поршней 2 и 3 цилиндров. Анализ внешних признаков показал, что разрушение произошло из-за касания головки поршня цилиндра в местах перемычки между 1-2 и 3-4 цилиндрами (по плоскости осей палец – цилиндр). Следы касаний наблюдались и на остальных поршнях. Кроме того, анализ следов износа на юбке показал несоответствие внешнего профиля локальной жесткости и реальным тепловым и силовым нагрузкам, что предполагалось изначально, так как толщина стенок испытываемых поршней была существенно больше расчетной для поршня 307.1004015Н. Кроме того, поршень из заготовки 307.1004015Н изначально имел неоправданно высокую массу. Перед нами была поставлена задача разработки конструкции, способной выдержать назначенный ресурс.

2. Решение проблемы

Анализ следов касания поршнем цилиндра показал, что наиболее вероятной причиной может быть перекос поршня относительно цилиндра относительно оси, перпендикулярной оси пальца за счет момента от действия газовых сил относительно указанной оси вследствие смещения плоскости симметрии шатуна относительно оси цилиндра. При этом величины зазоров в коренной и шатунной шейке шатуна по предварительным расчета оказались незначительными по сравнению с величиной перекоса.

Для анализа данного явления была построена трехмерная расчетная модель сборки гильзапоршень-палец-шатун. В модели учтены:

- профиль боковой поверхности поршня;
- зазоры в парах поршень-гильза, поршеньпалец и палец-шатун;
- условия контактного взаимодействия в парах поршень-гильза, поршень-палец и палец-шатун;
- возможность перемещения поршня вдоль оси пальца;

- температурные деформации деталей;
- действующие нагрузки;

Так как в качестве технического решения проблемы касания головки поршня цилиндра было принято увеличение зазора между головкой и цилиндром за счет задания дополнительной эллипсности головки поршня, то при задании условий контактного взаимодействия в паре поршень-гильза контакт существовал только для юбки поршня, головка же могла свободно «проникать» в тело гильзы. Величина этого проникновения и является величиной необходимого дополнительного занижения профиля. (Следует отметить, что работа проводилась на 3-D модели поршня 317.1004015, прочностная оптимизация которого к этому времени уже была закончена и завершалась стадия подготовки производства [1,2])

На рис. 1. показаны перемещения в плоскости ось пальца – ось цилиндра под действием газовых сил с учетом смещения шатуна вдоль оси пальца.

Как видно из рисунка, перемещение верхней головки шатуна значительно больше максимального перемещения поршня. Это объясняется тем, что верхняя головка шатуна имеет возможность перемещаться вдоль оси пальца, а, следовательно, относительные перемещения поршня в цилиндре обусловлены не собственно перемещением верхней головки шатуна, а ее углом поворота, что значительно упрощает мероприятия по корректировке конструкции поршня. В нашем случае в профиль внешней поверхности поршня была введена дополнительная эллипсность, которая на головке составляет 0,3 мм на сторону и уменьшается к юбке.

Параллельно с описанными работой на базе заготовки 307.1004015Н были изготовлены поршни с уменьшенной на 0,3 мм (на радиус) головкой пропорционально исходному профилю. Эти поршни успешно прошли 300-часовые испытания. После разборки и дефектовки выяснилось, что на поршнях имеются следы касаний головки поршня зеркала ци-

линдра, что косвенно подтверждает наличие значительной температуры головки поршня, а следовательно необходимость минимизации зазора между головкой и цилиндром для улучшения теплоотвода. Следовательно для этого поршня неприемлема традиционная форма головки — круглая либо с незначительным овалом, необходимо выполнить поршень со значительной овальностью головки.

UZ (mm)

0.6

0.54

0.42

0.36

0.3

0.24

0.18

0.12

0.06

0

Puc. 1.Деформации сборки гильза-поршень-палецшатун при нагружении газовыми силами на режиме максимального момента

На рисунках 2 и 3 показаны для сравнения две развертки боковой поверхности поршней 307-1004015Н и 317-1004015. Ближе к нам находится юбка поршня, дальше — головка. Вертикальная ось показывает уменьшение радиуса поршня по сравне-

нию с номинальным. Ось слева направо – развертка поршня.

Профиль боковой поверхности поршня 3071004015H схож с большинством профилей поршней подобного класса, тогда как профиль поршня 3171004015H существенно отличается. Наблюдается явно выраженная эллипсность головки, которая даже больше эллипсности юбки.

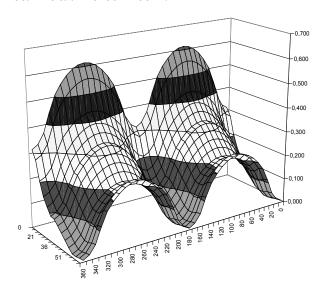


Рис. 2 Профиль поршня 317.1004015

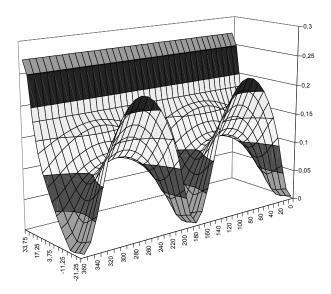


Рис. 3. Профиль поршня 307.1004015Н

На рис.4 показан внешний вид поршней для двигателя MeM3-317 из заготовки 307.1004015H и специально спроектированный для этого двигателя. Разница в массе – 19 г.





а) Из заготовки307.1004015H. Macca

б) 317.1004015. Macca 262 г

281 г

Рис. 4. Внешний вид поршней для двигателя МеМЗ-317

Выводы:

Проведенная работа по выявлению причин и доводке конструкции позволила получить расчетным путем профиль внешней поверхности для поршня работающего в условиях несимметричного нагружения кривошипно-шатунного механизма. Правильность выбранных технических решений косвенно подтверждена ресурсными испытаниями поршня похожей конструкции.

Список литературы:

1. Белогуб. А.В. Новые подходы к конструированию пориней. // Авиационно-космисмическая техника и технология: Сб. научн. тр. — Харьков: Национальный Аэрокосмический университет «ХАИ», 2000.-Вып.19 Тепловые двигатели и энергоустановки.- с.201-206. 2. Белогуб А.В., Стрибуль А.С. Влияние зазоров, технологических допусков сопряженных деталей и работы трения на внешний профиль поршня. // Двигатели внутреннего сгорания// научно технический журнал. Харьков: НТУ «ХПИ». 2004, №1(4).-с. 79-81.

УДК 629.038

В.Г. Некрасов, канд. техн. наук, М.К. Куанышев, инж., А.К. Каукаров, инж., А.Т.Мухтаров, инж.

ОПТИМАЛЬНАЯ КОНСТРУКЦИЯ ДВС

Введение

К современным двигателям предъявляется комплекс требований по топливной экономичности, экологическим параметрам, надежности, а также ресурсу и ремонтнопригодности. Большая часть моделей двигателей, используемых в практике автомобилестроения стран СНГ, была создана в 60-70-е годы XX века и в настоящее время не удовлетворяет всему комплексу отмеченных выше требований.

Казахстан развивает автомобиле-строительную отрасль. В настоящее время этот процесс идет по традиционному пути - созданию сборочных производств с поставкой комплектующих от предприятий автомобильной промышлен-ности из России или других стран. В то же время Казахстан имеет промышленный потенциал для производства силовых агрегатов на собственных промышленных предприятиях. В настоящее время вопрос стоит о соответствии двигателей, которые могут производится на казахстанских предприятиях двигателестроения, современным требованиям. Модульный принцип позволяет компоновать двигатели всего мощностного ряда для автомобилестроения.

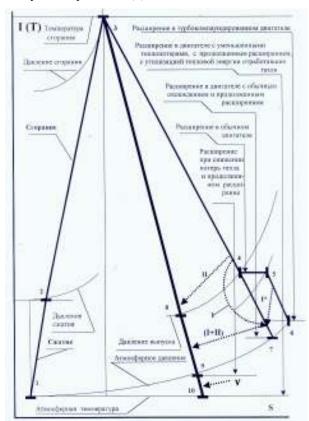
1. Формулирование проблемы

Учитывая отмеченное, Национальная инженерная академия Республики Казахстан провела работу по разработке оптимальной технологической и конструктивной схемы автомобильного двигателя, которая бы отвечала этим требованиям. В основном, рассматривался вопрос о разработке двигателя для автомобиля малого класса, как наиболее массовой и перспективной модели автомобиля в свете международных экологических требований, а также требований по высокой топливной экономичности в

связи с тенденцией роста стоимости моторных топлив.

2. Решение проблемы

Для повышения эффективности двигателя требуется применение комплексного метода [1], рассматриваю-щего положительное влияние на все составляющие эффективности, терми-ческий, относительный и механический КПД. Вначале рассмотрим влияние первых двух факторов, которые дают значение индикаторного КПД. На рис. 1 приведена I—S диаграмма процесса в ДВС.



 $Puc.1.\,I-S\,$ диаграмма для выбора направлений совершенствования ДВС



Рис.2. Блок-схема совершенствования двигателя при влиянии на все составляющие эффективного КПД и с утилизацией.

Подготовительные процессы в нем идут по обычной схеме, это сжатие (1-2), сгорание топлива (2-3). В результате в цилиндре возникает повышенное давление сгорания. От того, как проходит расширение, зависит эффективность процесса. Расширение в обычном цилиндре ДВС с жидкостным обычной схеме показано отрезком 3-4.

Расширение идет до давления выпуска, которое, как известно, существенно выше атмосферного. Отклонение линии процесса расширения 3-4 от вертикали показывает процесс с охлаждением цилиндра, чем больше тепла будет отведено от цилиндра и чем больше будет наклон линии, изображающий этот процесс, тем меньше будет выработано полезной мощности.

В турбокомпаундированных двигателях при комбинировании поршневой части с газовой турби-

ной, расширение ведется практически до атмосферного давления (процесс в газовой турбине 4-5-6). Хотя часть потенциальной энергии газов теряется за счет расширения газов без выработки полезной мощности (4-5), общий полезный теплоперепад, переработанный в полезную мощность в турбокомпаундированном двигателе, возрастает.

Но известно, что турбокомпаундирование эффективно на двигателях большой мощности, когда имеется большой объем газов, а также турбина ввиду достаточно больших размеров имеет не очень большие частоты вращения. На двигателях малой мощности эффективность газотурбинной надстройки снижается. Альтернативным вариантом для двигателей малой мощности является продолженное расширение - процесс 4-7. При сжатии в цилиндре объема воздуха, соответствующего при нормальных параметрах, например, 250 см³, а расширяясь в цилиндре до объема 650 см³, реализуется цикл с продолженным расширением, имеющий более высокую эффективность [2]. Таким образом, продолженное расширение является первым методом повышения эффективности или оптимизации двигателя малой мощности (I).

Как отмечалось, снижение потерь тепла в процессе расширения в цилиндре также повышает эффективность. Поэтому выполнение цилиндра с двухслойной гильзой, внутренняя часть которой выполняется из жаростойкого материала с низкой теплопроводностью, повышает эффективность процесса мероприятие II, при этом процесс расширения с малыми потерями тепла в таком цилиндре изображается как 3-8. Комбинирование этих двух мероприятий продолженного расширения (I) и низкого теплоотвода от цилиндра (II) приводит к более высокому индикаторному КПД двигателя, т.е. большей эффективности..

Эффективный КПД определяют при значении полученного индикаторного КПД с учетом механи-

ческого КПД (мероприятия IV).Влияние механического КПД показано на рис.2.

Кривошипно-кулисный механизм преобразования возвратно-поступательного движения во вращательное движение вала снижает потери на трение при преобразовании движения [3].

Механизм газораспределения принят золотникового типа. При этом распределительный узел выполнен в виде конической крышки вращающегося цилиндра, в которой выполнен газораспределительный канал, а в неподвижной головке цилиндра выполнены окна для подвода впускного воздуха, корректировки наполнения и выпуска отработавших газов. Трение крышки цилиндра и головки цилиндуменьшено за счет выполнения контактной поверхности на головке цилиндра и из антифрикционного материала на основе графита. Пара трения медь/графит хорошо отработана в электротехнической отрасли для выполнения подвижных электрических контактов (щеток электрических машин, они работают длительное время без заметного износа.

Расчеты показывают, что узел уплотнения крышки вращающегося цилиндра работает в условиях допустимых параметров для таких узлов трения как по кинематическим, так и по термическим условиям. условиям.

В механизме газораспределения при постоянной частоте вращения вала не возникает инерционных сил, что снижает потери в этом узле двигателя.

Уплотнение поршня в цилиндре при помощи колец из композитного антифрикционного материала (медно-графит) без использования жидкой смазки снижает потери на трение в цилиндре. В этом узле использован также прием использования композитного антифрикционного материала на основе графита.

Кривошипно-кулисный механизм преобразования движения, в котором поршень соединен с кулисой при помощи штока, совершающего линейное

движение, позволяет использовать подпоршневой объем в качестве воздушного компрессора. В основном четырехтактном цикле воздушный компрессор требуется. В данном случае компрессор используется в утилизационном цикле, работающем на воздухе. Подпоршневой компрессор работает по двухтактному циклу, поэтому за один рабочий цикл двигателя, который совершается за два оборота, компрессор подает в воздушную систему воздух в сжатом виде в объеме, равном двум полным объемам цилиндра. Сжатый воздух поступает в газовоздушный нагреватель, где за счет тепла отработавших газов, имеющих при номинальной мощности двигателя температуру 700°С, нагревается, давление воздуха за счет этого повышается. При этом для подачи перекрестная схема, воздух воздуха используется для цилиндра А сжимается в компрессоре цилиндра Б и наоборот. В момент, когда газораспределительный механизм цилиндра открывает впускной канал, клапаны подпоршневого компрессора находятся в закрытом состоянии. При впуске воздух в цилиндр поступает под давлением 2,5-3 кг/см². За счет этого на поршне создается полезное усилие, т.е. происходит утилизация тепловой энергии газов, тепловая энергия газов преобразуется в давление воздуха, которое воздействует на поршень, за счет чего производится полезная мощность во вспомогательном такте наполнения цилиндра (мероприятие V на рис. 1, 2).

После того, как поршень достиг НМТ, впускной канал перекрывается. Распределительный канал в крышке цилиндра за счет вращения совмещается с каналом корректировки наполнения. Когда поршень начинает свое движение от НМТ в сторону ВМТ, часть избыточного воздуха вытесняется из цилиндра. За счет регулирующего вентиля сопротивление сбросной магистрали регулируется таким образом, чтобы при положении поршня за 50 мм до ВМТ в цилиндре осталось только 250 см3 воздуха (в расче-

те на нормальные условия). При сжатии этого количества воздуха в камере сжатия (суммарный объем собственно камеры сгорания и объема между поршнем и крышкой цилиндра при расстоянии от крышки около 2 мм) объемом 14 см³ создается давление около 40 кг/см², а температура сжатого воздуха подымается до 600°С. Это обеспечивает самовоспламенение инжектируемого топлива по принципу дизельного двигателя. В двигателе предусмотрено

двухстадийный процесс сгорания топлива Степень сжатия 16-18 достигается, когда поршень не дошел до ВМТ около 1 мм. При этом в камере сгорания заключено около 30 % сжатого воздуха. В этот момент производится инжекция топлива. После предварительной стадии сгорания происходит воспламенение топлива, При этом за счет недостатка окислителя процесс идет без образования оксидов азота.

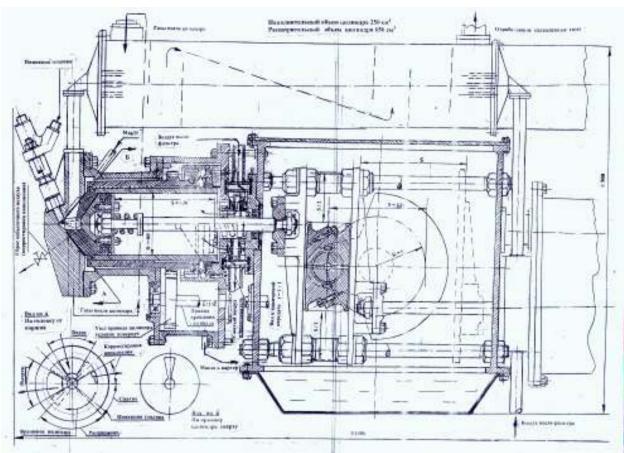


Рис. 3. Эскизный проект двухпоршневого дизельного модуля с оппозитной компоновкой цилиндров при использовании кривошипно-кулисного механизма преобразования движения, с продолженным расширением, газораспределением при помощи вращающегося цилиндра и с воздушной утилизацией тепла отработавших газов. Диаметр цилиндра 80 мм, полный ход цилиндра 130 мм, наполнительный объем 250 см³, расширительный объем 650 см³. Расчетная мощность 20-25 кВт при 3000 мин¹, расчетный удельный расход топлива при номинальной мощности 124 г/кВт.ч ожидаемый удельный расход топлива 140 г/кВт.ч (КПД_е= 60%)

На поршне имеется выступ, входящий в нижнюю часть камеры сгорания и имеющий тангенциальные прорези. При движении поршня до ВМТ воздух, заключенный в зазоре между крышкой цилиндра и днищем поршня, интенсивно вдувается в камеру сгорания, создавая в ней завихрения. Турбулизацию объема камеры сгорания создает также газораспределительный канал, в который сжимаемый воздух проходит транзитом через центральную часть камеры сгорания. За счет этого происходит интенсивное сгорание продуктов неполного сгорания первой фазы процесса сгорания. При достижении поршнем ВМТ в камере сгорания общая степень сжатия соответствует 20 и более. После прохождения ВМТ, когда поршень начинает движение в сторону НМТ, газы, расширяясь в первоначальный момент, также вынуждены проходить через тангенциальные щели в центральном выступе поршня, за счет чего происходит догорание продуктов неполного сгорания уже в пространстве между днищем поршня и крышкой цилиндра. Положительное влияние процесса двухстадийного сгорания на эффективность двигателя и снижение токсичности газов были доказаны в работах Кушуля и подтверждены в более поздних работах.

В двигателе предусмотрен также буферный узел, исключающий ударные превышение импульсных нагрузок при быстром сгорании топлива на кинематический механизм. Этот узел является развитием демпфирующего узла в шатуне, предлагавшийся в работах Риккардо. Пружинная вставка, демпфирующая ударную нагрузку в момент возникновения давления сгорания при высокой скорости сгорания, снижает ударные нагрузки на кинематику двигателя. Упругость пружины демпфирующей вставки должна быть больше усилия, возникающего при сжатии, но меньше, чем усилие на поршень при расчетном давлении сгорания. Для рассматриваемых размеров

цилиндра такое усилие должно быть на уровне 2500-3000 кг.

3. Результаты решения поставленной задачи

В результате использования рассмотренных технических решений разработан эскизный проект двухпоршневого модуля двигателя (рис. 3).

Заключение

На основе многофакторного анализа процессов, а также тенденций в развитии и совершенствовании ДВС разработан эскизный проект двухпоршневого модуля двигателя, который может быть основой для комбинирования двигателей различной мощности. На основе проекта планируется разработка документации, изготовление и испытание опытного образца ДВС для подтверждения расчетных показателей экономичности и экологических параметров.

Список литературы:

1. Яковлев А.А Инженерно-физический метод синтеза концептуальных технических решений преобразователей энергии. Волгоград, 2004. 2. Дьяченко В.Г. Циклы с продолженным расширением .Доклад на X конгрессе двигателестроителей, 2005. 3. Мищенко Н. И. Нетрадиционные малоразмерные двигатели внутреннего сгорания, в 2 т. Донецк, 1998. Н. И. Мищенко, д-р техн. наук, В. Г. Заренбин, д-р техн. наук, Т. Н. Колесникова, инж. В.Л. Супрун, асп.

ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ БЕНЗИНОВОГО ДВИГАТЕЛЯ С ПЕРЕМЕННОЙ СТЕПЕНЬЮ СЖАТИЯ

Введение

Регулирование степени сжатия (ε) на частичных режимах бензинового двигателя внутреннего сгорания (ДВС) позволяет повысить его КПД и уменьшить при этом расход топлива.

До настоящего времени создано большое разнообразие двигателей с ε =var, которые отличаются между собой способом регулирования степени сжатия, рабочим циклом, конструкцией [1-8]. Регулирование ε должно обеспечивать максимально достижимую (оптимальную), по условиям начала детонационного сгорания, степень сжатия на любом скоростном и нагрузочном режимах работы двигателя. Превышение степени сжатия над оптимальной вызывает детонационное сгорание, а занижение ε приводит к ухудшению экономичности двигателя.

При проектировании двигателя с ε =var необходимо обращать особое внимание на выбор расчетных параметров, обеспечивающих наилучшие условия протекания рабочего процесса при различных степенях сжатия, отвечающих определенным режимам работы двигателя. Кроме того, должны быть подобраны геометрические и рабочие параметры механизма изменения степени сжатия, благодаря которым механизм будет обеспечивать требуемую чувствительность и высокое быстродействие.

1. Постановка задачи

В настоящее время еще недостаточно изучены вопросы рабочего процесса двигателя при переменной степени сжатия. Вскрытию закономерностей протекания рабочего процесса при различных ε посвящены работы Махалдиани В. В. [9], Золотаревского В. С. [10], Wallace W. А.и Lux F.B. [11] и др.

В двухтактном двигателе с кривошипнокамерной продувкой сложность протекания параметров рабочего процесса в условиях переменной степени сжатия заключается в следующем:

- 1. При изменении степени сжатия создаются, благодаря наличию выпускного и продувочных окон, новые условия процессов газообмена, сжатия и сгорания-расширения.
- 2. В случае регулирования степени сжатия за счет, например, относительного перемещения поршня происходит изменение проходных сечений органов газораспределения, из-за чего меняются условия и параметры взаимодействия термодинамических процессов в двигателе.

Существующие методики с определенной достоверностью позволяют провести расчет рабочего процесса двигателя, однако для этого должны быть корректно определены исходные данные такого расчета. В двухтактном двигателе с кривошипно-камерной продувкой такими исходными данными могут являться коэффициент избытка продувочного воздуха ϕ_0 и давление продувки p_{κ} . Значение этих величин может быть определено в результате расчета продувочного компрессора. При этом следует учитывать влияние переменной степени сжатия на изменение ϕ_0 и p_{κ} .

В известной технической литературе нет материалов по методике расчета кривошипно-камерного продувочного компрессора двигателей с переменной степенью сжатия. Очень мало данных и для обычных двухтактных бензиновых ДВС. Определение параметров продувочного компрессора в основном базируется на расчете процессов продувки и наполнения цилиндра двигателя, которые моделируются с помо-

щью сложной системы нелинейных дифференциальных уравнений, описывающих неустановившееся трехмерное движение потока сжимаемой жидкости при наличии теплообмена с окружающей средой и при сложных граничных условиях.

Известные методы расчета двухтактного двигателя не позволяют изучить закономерности влияния различных конструктивных факторов на показатели продувочного компрессора и исследовать особенности рабочего процесса двигателя в целом в зависимости от переменной степени сжатия. Поэтому они не могут в достаточной мере использоваться при проектировочных и доводочных работах.

2. Решение проблемы

Для возможности исследования и выполнения соответствующих проектировочных расчетов двухтактного двигателя с переменной степенью сжатия авторами статьи разработана методика расчета кривошипно-камерного продувочного компрессора и двигателя в целом. При этом получены уравнения, позволяющие проводить качественную и количественную оценку влияния различных факторов на показатели рабочего процесса двигателя.

Рассмотрим некоторые из особенностей расчета продувочного компрессора.

Коэффициент избытка продувочного воздуха

Величину ϕ_0 (или коэффициент наполнения кривошипной камеры) можно представить в виде:

$$\varphi_0 = \eta'_{o\kappa} \lambda_{\partial n} \lambda_T \lambda_{nn} \lambda_{nn} \lambda_{nn}, \qquad (1)$$

где $\eta'_{o\kappa}$ — объемный коэффициент наполнения кривошипной камеры, отнесенный к условиям состояния на впуске, а именно p_{gn} , T_{gn} ;

 $\lambda_{\partial p}$ – коэффициент дросселирования;

 λ_T – коэффициент подогрева смеси;

 λ_{nn} – коэффициент плотности;

 $\lambda_{\text{над}}$ – коэффициент газодинамического наддува.

Величина ϕ_0 может иметь различное значение в зависимости от того, как осуществляется газораспределение на впуске в кривошипную камеру — принудительно, например с помощью золотника, или посредством пластинчатого клапана.

Объемный коэффициент наполнения:

$$\eta'_{o\kappa} = 1 - a_{M} \left[\left(1 + \frac{a_{nx}}{a_{M}} \right) \left(\frac{p_{np}}{p_{gn}} \right)^{\frac{1}{n_{2\kappa}}} - 1 \right],$$
(2)

где $a_{\scriptscriptstyle M}$ – относительный мертвый объем кривошипной камеры, вычисляется по формуле:

$$a_{\scriptscriptstyle M} = \frac{1 - \varepsilon_{\scriptscriptstyle K} a_{\scriptscriptstyle n}}{\varepsilon_{\scriptscriptstyle \perp} - 1} \,, \tag{3}$$

где ε_{κ} – фактическая степень сжатия в кривошипной камере, заданная заводомизготовителем;

 a_n — доля рабочего объема кривошипной камеры, теряемого на продувочные окна;

 a_{nx} – относительная переменная высота продувочных окон, зависящая от ε_{x} ,

$$a_{nx} = a_n - \frac{\varepsilon_x - \varepsilon}{\varepsilon_x (\varepsilon - 1)} (1 - a_e), \qquad (4)$$

где a_s — доля рабочего объема цилиндра двигателя, теряемого на выпускные окна;

 $n_{2\kappa}$ — средний показатель политропы расширения в кривошипной камере;

 p_{np} — давление конца продувки (начала обратного расширения);

 $p_{\it en}$ — давление впуска.

При изменении степени сжатия в цилиндре изменяется также степень сжатия в кривошипной камере, которая определяется по формуле:

$$\varepsilon_{\kappa x} = \frac{\varepsilon_{\kappa}}{1 - \frac{(\varepsilon_{\kappa} - 1)(\varepsilon_{\kappa} - \varepsilon)}{\varepsilon_{\kappa}(\varepsilon - 1)} \frac{1 - a_{s}}{1 - a_{n}}}.$$
 (5)

где ε_x и $\varepsilon_{\kappa x}$ — переменная степень сжатия соответственно в цилиндре двигателя и кривошипной камере.

Коэффициент дросселирования

Коэффициент дросселирования $\lambda_{др}$ учитывает уменьшение производительности продувочного компрессора из-за аэродинамических потерь во впускной системе.

Для рассмотрения процесса впуска удобнее разделить влияние впускного окна и впускного трубопровода на наполнение кривошипной камеры. Тогда коэффициент дросселирования:

$$\lambda_{\partial p} = \lambda_{OKH} \lambda_{gn} , \qquad (6)$$

где $\lambda_{o\kappa n}$ и λ_{sn} — коэффициент дросселирования впускного окна и впускного трубопровода.

Коэффициент дросселирования впускного трубопровода $\lambda_{\text{вп}}$ для данного типа двигателя может быть определен экспериментально. Выражение для определения $\lambda_{\text{окн}}$ имеет вид:

$$\lambda_{\scriptscriptstyle OKH} = 1 - \kappa_{\scriptscriptstyle OKH} \frac{\rho_{\scriptscriptstyle BN}}{\rho_{\scriptscriptstyle en}} n^2 \,, \tag{7}$$

где $\kappa_{o\kappa\mu}$ — коэффициент пропорциональности, зависящий от геометрических размеров впускного окна и кинематики поршня;

 ρ_{en} — плотность смеси на впуске;

n — частота вращения коленчатого вала.

Коэффициент подогрева

Коэффициент подогрева λ_T характеризует потери наполнения кривошипной камеры, а соответственно и производительности продувочного компрессора, от снижения плотности свежего заряда за счет повышения его температуры на ΔT .

Коэффициент λ_T представим в виде:

$$\lambda_T \approx \lambda_{sn} \lambda_{\kappa p} \lambda_n \lambda_{T_{sn}} \lambda_{\varepsilon} \lambda_{\alpha} , \qquad (8)$$

где частные коэффициенты подогрева (охлаждения) смеси в процессе наполнения кривошипной камеры определяются по формулам:

$$\lambda_{n} = 1 - \frac{\Delta T_{N}}{T_{0}} \left[\left(\frac{n_{N}}{n} \right)^{0.6} - 1 \right];$$

$$\lambda_{T_{op}} = 1 - \frac{\Delta T_{N}}{T_{0}} \left[\left(\frac{N_{e}}{N_{eN}} \right)^{-0.35} - 1 \right];$$

$$\lambda_{\varepsilon} = 1 + \frac{\Delta T_{N}}{T_{0}} \left[1 - \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_{x}} \right)^{0.22} \right];$$

$$\lambda_{\alpha} = 1 + \frac{x_{m}r}{T_{0} \left(\alpha I_{0} c_{pe} + c_{T} \right)};$$

$$\lambda_{en} \lambda_{\kappa p} = \lambda_{\alpha} - \frac{\Delta T_{N}}{T_{0}}.$$
(9)

Здесь T_0 – температура на впуске;

 ΔT_N , N_{eN} и n_N — соответственно температура подогрева смеси, мощность и частота вращения коленчатого вала при номинальном режиме работы двигателя;

α – коэффициент избытка воздуха;

 l_0 – теоретическое количество воздуха;

 x_{m} — доля испарившегося топлива;

r –теплота парообразования 1 $\kappa 2$ топлива;

 c_{ps} – средняя массовая теплоемкость воздуха при постоянном давлении;

 c_T — теплоемкость жидкого топлива.

Коэффициент плотности

Коэффициент плотности $\lambda_{n\pi}$ учитывает как утечки и перетечки свежей топливовоздушной смеси в продувочном компрессоре, так и заброс определенного количества продуктов сгорания из цилиндра двигателя в кривошипную камеру. Влияние утечек и перетечек свежей смеси и заброса продуктов сгорания на производительность продувочного компрессора различно.

Используя результаты предварительных исследований, в практических расчетах можно принять

$$\lambda_{n\pi} = 0.95...0.98.$$

Коэффициент наддува

При цикличной работе двигателя возникают во всасывающем патрубке пульсации давления, обу-

словленные инерционностью потока смеси. В этом случае происходит так называемый газодинамический наддув кривошипной камеры.

Влияние инерционности потока смеси на характеристики продувочного компрессора учитывается в нашем случае коэффициентом наддува $\lambda_{\text{нал}}$.

Для определения дозарядки кривошипной камеры разработана математическая модель, которая позволяет также определить индикаторные параметры продувочного компрессора – работу, среднее давление, мощность.

Процессы, протекающие в цилиндре двигателя, рассчитываются по известным соотношениям при учете влияния ε_x .

Заключение

Представленный метод расчета позволяет выбрать рациональные конструктивные и термодинамические параметры двигателя на стадии проектирования и доводки.

Список литературы:

1. Хуциев А. И. Двигатели внутреннего сгорания с регулируемым процессом сжатия. — М.: Машиностроение, 1986. — 180 с. 2. Tumoney S. G. Variable compression ratio diesel engine // Intersoc. EnergyConvers. — Eng. Conf. — Boston, Mass. — 1971. — Р. 356—363. 3. Lee R.C. Effect of compression ration, mixture

strength, spark timing, and coolant temperature upon exhaust emissions and power. — 17 p. (Prepr. / SAE, s. а., № 7108326). 4. Кутенев Ф. Т., Зленко М. А., Тер-*Мкртичьян* Г. Г. Управление движением поршней неиспользованный резерв улучшения мощностных и экономических показателей дизеля // Автомобильная промышленность. — 1998. — № 11. — С. 25 – 29. 5. Pouliot H. N., Delameter W. R., Robinson C. W. A Variable Displacement Spark Ignition Engine // SAE Paper. — 1977. — № 770114. 6. Еремкин В. Экспорт технологий // Авто Ревю. — 2000. — № 5. — С. 32. 7. Variable Kompression // Auto, Mot. und Sport, DE. — 2000. — № 6. — С. 12. 8. Заявка 19858245 Германия, МПК {7} F 01 B 31/14, F 02 D 15/02. Kolben mit variabler Kompressionshohe fur eine Hubkolbenmaschine, insbesondere Brennkraftmaschine / Gregor Fischer. Bayerische Motoren Werke AG. (DE) — № 19858245.5; Заявл. 17.12.1998; Опубл. 21.06.2000. 9. Махалдиани В.В., Эджибия И. Ф., Леонидзе А. М. Двигатели внутреннего сгорания с автоматическим регулированием степени сжатия. — Тбилиси: Мецниереба, 1973. — 272 с. 10. Золотаревский В. С. Влияние степени сжатия на рабочий процесс двигателя ГАЗ-51 // «Автомобильная промышленность». — 1957. — N_2 5. 11. Wallace W. A., Lux F. B. New Piston Design makes Practical // "VC - Ratio Engine". — SAE. — 1964. — *№* 1, vol. 72. — P. 82 – 86.

А.А. Зотов, инж., Ю.А. Гусев, канд. техн. наук, А.В. Белогуб, канд. техн. наук

ПРИМЕНЕНИЕ ОБРАТНОЙ ЗАДАЧИ ТЕОРИИ УПРУГОСТИ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ДЕТАЛЕЙ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

В ходе проектирования деталей ДВС, возникает необходимость проведения большого объема расчетов с использованием современной вычислительной техники. Часто, для сокращения машинного времени, используются упрощенные расчетные модели, позволяющие быстро получить предварительные результаты. Однако, в этом случае трудно задать корректные ГУ, что негативно сказывается на достоверности результатов. Более сложные расчетные модели, учитывающие взаимодействия нескольких входящих в узел деталей, способны дать более точный результат, но требуют больших временных и технических ресурсов, что приводит к замедлению проектных работ и их удорожанию. Наиболее достоверную информацию можно получить из натурного эксперимента, но это, в большинстве случаев, является сложным и ещё более дорогостоящим мероприятием. Таким образом, для успешного решения конструкторских задач необходим инструмент, позволяющий достоверно определить ГУ для упрощенного расчета с возможностью использования его для решения типовых или оптимизационных задач.

В частности, при проектировании деталей ДВС сложной геометрической формы, таких как поршень, возникает необходимость проведения оптимизации изделия сразу по нескольким параметрам [1]. Это обусловлено тем, что к конструкции предъявляются противоречивые требования: минимально возможная масса поршня с одной стороны, а с другой – заданная прочность, жесткость и долговечность.

Упрощенная расчетная модель поршня и расчетная модель узла (поршень и поршневой палец), а также результаты расчета показаны на рис.1. Хорошо видно, что характер распределения полей напряжений в обоих случаях схожий (рис.1, в, г), но вели-

чина максимальных значений в одноименных точках отличается. Это обусловлено недостаточной корректностью задания ГУ в расчетной модели поршня. В частности, закрепление по верхней поверхности отверстия под поршневой палец приводит к значительному занижению напряжений на внутренней кромке и искажению поля распределения напряжений. Таким образом, основной задачей в этом примере будет определение размера и формы опорной площадки, по которой происходит закрепление модели при расчете.

Уточнить ГУ можно, решив обратную задачу ТУ (2): получив значения деформаций (напряжений) в контрольных точках из эксперимента или полноразмерного расчета узла, можно определить параметры, характеризующие ГУ — площадь и форму пятна контакта поршневого пальца с бобышкой поршня, а также давление в этой зоне.

Для измерения деформаций (напряжений) в ходе натурного эксперимента, поршень препарируют тензодатчиками. Выбор тензодатчиков зависит от условий, работы, которые, в свою очередь, определяются типом проводимого эксперимента [3]. Ниже приведена схема препарировки поршня тензодатчиками (Рис.2). Показана только половина поршня, вторая является её зеркальным отражением и препарируется аналогично. Однако проведение полноценного натурного эксперимента является трудоемким и дорогостоящим мероприятием. Поэтому на первичном этапе для упрощения допустимо проведение последнего без учета термической и динамической составляющих нагружения. Результаты его являются основой оценки приемлемости допущений, принятых при задании ГУ в упрощенном расчете напряженно-деформированного состояния, обусловленного механическими воздействиями на поршень. Такое допущение считается приемлемым ввиду того, что температурные нагружения оказывают незначительное влияние на распределение напряжений в теле поршня и основной задачей является определение

корректности задания ГУ именно для силового нагружения. В частности, необходимо определить площадь и форму пятна контакта поршневого пальца и бобышки поршня.

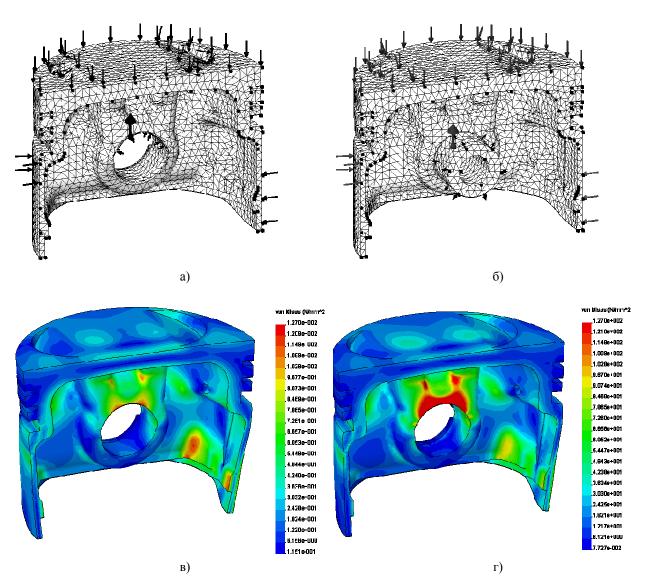


Рис.1. Расчетная модель и результат расчета поршня ДВС: a, b- для одиночной модели поршня; b, c — для модели узла поршень — поршневой палец

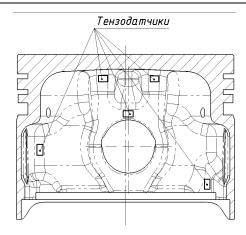


Рис.2. Схема препарировки поршня тензодатчиками

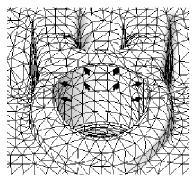
В предложенном варианте проводится статическое нагружение неподвижно закрепленного поршня без подвода теплоты. Установка для нагружения поршня имитирует условия его закрепления в цилиндре двигателя внутреннего сгорания [5]. В этом случае перечень подготовительных работ значительно сокращается и упрощается сам эксперимент.

Таким образом, получив экспериментальным путем значения деформаций или напряжений в контрольных точках, и, решая обратную задачу теории упругости, можно оценить корректность задания ГУ, накладываемых при решении прямой задачи теории упругости и уточнить их.

Также этой методикой можно воспользоваться для уточнения ГУ для упрощенного расчета, опираясь на результаты расчета узла поршень - поршневой палец, заменяя, таким образом, сложный эксперимент детальным расчетом. Результат использования этого метода приведен на рис.3.

На нем изображена альтернативная схема закрепления поршня, обеспечивающая более достоверный результат (показано только закрепление, которое подвергалось корректировке).

Наиболее простой вариант – исполнение опорной площадки в отверстии под поршневой палец прямоугольной формы в проекции на горизонтальную плоскость. Искомый параметр – размер \mathbf{c} – глубина площадки (рис.4).



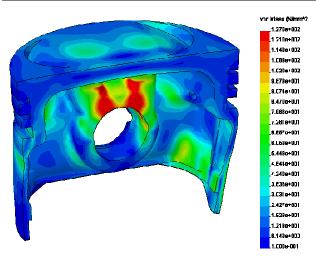


Рис.3. Скорректированная расчетная модель и результат расчета поршня ДВС

Для определения этого параметра можно записать следующую зависимость:

$$c = \alpha \beta \gamma b/2,$$
 (1)

где $\alpha = (b-a)/b$ – коэффициент, учитывающий величину заделки и величину вылета поршневого пальца;

а - величину вылета поршневого пальца, мм;

b - величину заделки поршневого пальца, мм;

 $\beta = b/D$ - коэффициент, учитывающий величину заделки и диаметр поршневого пальца;

D – диаметр поршневого пальца, мм;

 $\gamma = (1 - d^4/D^4)$ - коэффициент, учитывающий наличие полости в поршневом пальце;

d – внутренний диаметр поршневого пальца, мм.

После подстановки всех коэффициентов выражение примет вид:

$$c = (b-a)b/2D(1-d^4/D^4)$$
 (2)

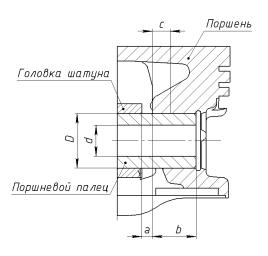


Рис.4. Поршень с поршневым пальцем и верхней головкой шатуна

На рис.5 показан вариант опорной площадки более сложной формы, но вывести зависимость её размеров

от внешних факторов на данном этапе не представляется возможным ввиду слишком большой сложности её геометрии.

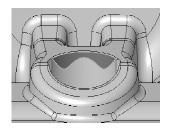


Рис.5. Контактная площадка

Таким образом, решение обратной ТУ позволяет уточнить ГУ для упрощенного расчета НДС поршня, опираясь на результаты более сложного и достоверного расчета узла поршень - поршневой палец или результаты натурного эксперимента. В свою очередь, использование упрощенного расчета для проведения оптимизационных конструкторских работ позволяет сократить время и снизить трудозатраты на проведение этих работ. Такой расчет может использоваться для решения типовых задач, например, при проектировании однотипных поршней схожей размерности. Предложенная методика использовалась на ОАО "АВТРАМАТ" при проектировании серии поршней с наружным диаметром 72 – 92 мм и диаметром отверстия под поршневой палец 19 – 22 мм для легкотопливных ДВС, а проведенные ресурсные испытания спроектированных поршней подтвердили её жизнеспособность.

Список литературы

1. Двигатели внутреннего сгорания: Конструирование и расчет на прочность пориневых и комбинированных двигателей: Учебник для студентов ВТУЗов, обучающихся по специальности "Двигатели внутреннего сгорания" / Вырубов Д.Н., Ефимов С.И., Иващенко Н.А. и др. / Под ред. А.С. Орлина, М.Г.Круглова. - изд. перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1984, - 384 с., ил. 2. Экспериментально-расчетные методы определения силовых граничных условий решением обратной задачи теории упругости / А.В. Олейник, А.А. Зотов, Ю.А. Гусев, А.В. Белогуб // Вестник двигателестроения. Научно-технический журнал. — Запорожье, ОАО "Мотор Сич", 2004. №2 — С.109-112. З. Тензорезистор для оценки напряженно-деформированного состояния поршня двигателя внутреннего сгорания / Ю.А. Гусев, Д.Ф. Симбирский, А.В. Белогуб, А.А. Зотов // Авиационно-космическая техника и технология. — Харьков, 2002. Вып. 34. — С. 185-187. 4. Исследование температурного поля поршня. / А.В. Белогуб, А.Г. Щербина, А.А. Зотов, Ю.А. Гусев // Авиационно-космическая техника и технология. — Харьков, 2002. Вып. 31. — С. 120-123. 5. Исследование напряженно-деформированного состояния поршня / А.А. Зотов // Авиационно-космическая техника и технология. — Харьков, 2003. Вып. 42/7. — С. 165-167.

УДК 621.436: 662.6 / 8

С.А. Алёхин, канд. техн. наук, Д.Ю. Бородин, канд. техн. наук., П.Е. Куницын, канд. техн. наук.

АНАЛИЗ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ РАБОТ ПО ОБЕСПЕЧЕНИЮ МНОГОТОПЛИВНОСТИ ДИЗЕЛЕЙ ТИПА 5ТДФ

Возможность бесперебойной и эффективной работы дизелей на любом, имеющемся в наличии товарном топливе, может иметь решающее значение в сложной обстановке. На дизелях типа 5ТДФ в течение длительного времени проводились интенсивные исследовательско-конструкторские работы по многотопливности с целью поиска и отработки конструкторских мероприятий, обеспечивающих возможность практического применения в условиях рядовой эксплуатации автомобильных бензинов и топлив для реактивных ГТД.

Анализ отечественного и зарубежного научнотехнического задела по этой проблеме сводился к следующим основным положениям:

- в связи с большими различиями физикохимических свойств бензинов и дизельных топлив (плотность, вязкость, испаряемость) для работы на бензине требуется вмешательство в конструкцию топливной аппаратуры;

 ухудшение самовоспламеняемости приводит к необходимости предусмотреть конструкторские мероприятия по обеспечению пуска и параметров рабочего процесса;

- данные по влиянию длительной эксплуатации на бензине на износ основных элементов дизелей противоречивы и недостаточны.

Исходя из этого анализа экспериментальные работы предусматривали: систематический контроль физико-химических свойств различных сортов топлив, поступавших на испытания, для последующего статистического обобщения, экспериментальные исследования процесса топливоподачи, экспериментальные исследования параметров дизелей и испытания на надежность.

Основные физико-химические свойства

Все партии товарных топлив, предназначенных для испытаний, подвергались физико-химическому анализу. В результате обобщения полученных данных (более 20 партий каждого сорта от различных поставщиков) получены следующие результаты, табл. 1.

Таблица 1. Пределы значений основных физико-химических свойств партий топлив

Характеристика топлива	Дизельное	Бензин А-76	TC-1
Плотность при 20 ⁰ C, г/см ³	0,8050,865	0,70,745	0,7750,78
Кинематическая вязкость при 20 °C, мм²/с	3,04,5	0,50,6	1,31,4
Цетановое число	4555	2324	4243

Как видно из таблицы бензины одного сорта также как и дизельные топлива могут существенно отличаться по плотности. Поэтому при назначении мощностно-экономических параметров при работе на бензине в технических требованиях и при сопос-

тавлении получаемых результатов необходимо учитывать эти различия.

Практическая реализация этого положения для серийного производства потребовала экспериментальной отработки таблиц приведения параметров дизелей по плотности и температуре бензина (анало-

гичных применяемым таблицам приведения на дизельном топливе).

Физико-химические показатели топлив для ГТД различных поставщиков и производителей практически не отличаются, что обеспечивает высокую стабильность и повторяемость показателей дизелей при работе на этих топливах. Как показали все дальнейшие исследования применение этих сортов топлив для дизелей не встречает проблем.

Параметры подачи топлива

Работа топливного насоса на бензине при регулировке, соответствующей дизельному топливу со-

провождается снижением производительности на 17...20 %, вследствие существенных различий этих топлив по плотности, вязкости, сжимаемости и др. Увеличение давления подкачки с 0,1 до 1 МПа не приводит к увеличению производительности. Из этого следует, что дли обеспечения приемлемого уровня мощности дизеля при работе на бензине конструкция топливного насоса должна иметь достаточный резерв по увеличению производительности за счет увеличения активного хода плунжера.

При одинаковой массовой производительности имеет место следующее изменение параметров топливоподачи, табл. 2.

Таблица 2. Значения параметров подачи топлива (числитель - режим Ne $_{max}$, знаменатель - режим $M \kappa p_{max}$)

Параметр	Дизельное топливо	Бензин А-76
Давление впрыскивания, МПа	$\frac{78,5}{60}$	57 45,5
Продолжительность впрыскивания, град.	$\frac{23,5}{20}$	$\frac{28.6}{24,1}$
Запаздывание действительного начала подачи от геометрического, град.	$\frac{8,8}{6,3}$	$\frac{11,6}{8,8}$

Из приведенных данных видно, что при компенсации производительности за счет увеличения активного хода плунжера продолжительность подачи и запаздывание на бензине существенно увеличиваются

Полученные результаты в большей или меньшей мере характерны для всех типов дизелей, что является одной из главных причин неизбежного ухудшения мощностно-экономических параметров при работе на бензине. Гипотетически обеспечение параметров впрыскивания на бензине, аналогичных таковым при работе на дизельном топливе, может быть достигнуто путем комплектовки ЗИП дизеля дополнительным специальным комплектом топливной аппаратуры и установкой его в эксплуатации при необходимости, что для дизеля спецназначения неприемлемо. Практически единственным общеприня-

тым средством компенсации ухудшения параметров топливоподачи при работе на бензине является реализация увеличения активного хода плунжера различными конструкторскими решениями.

Особенности работы дизеля при применении бензинов

Пуск дизеля на бензине затруднен. Общепринятым средством улучшения пуска является увеличение степени сжатия и подогрев всасываемого воздуха. На дизелях типа 5ТДФ, имеющих систему впрыскивания масла в цилиндры для повышения степени сжатия и систему факельного подогрева, проблема пуска на бензине А-76 решена путем увеличения количества впрыскиваемого масла в цилиндры перед пуском. Проверялись и другие способы облегчения пуска, из которых самым эффективным и, относи-

тельно легко реализуемым конструктивно, признан способ подмешивания 10...15 % смазочного масла на вход в топливный насос высокого давления на период пуска и прогрева. Широкой экспериментальной проверкой этого способа отрицательного влияния на элементы топливной аппаратуры не обнаружено.

В отличие от работы на дизельном топливе пуск прогретого дизеля, остановленного после работы на бензине, невозможен без прокачки давлением не менее 0,1 МПа из-за повышенной испаряемости. Практически проблема решена общепринятым способом: установкой электрического подкачивающего насоса, который должен быть включен постоянно как при работе дизеля, так и во время кратковременной (до одного часа) остановки дизеля.

Минимальная устойчивая частота вращения дизеля на холостом ходу при работе на бензине должна быть установлена выше на 20...30 % для исключения работы с пропусками вспышек. Практическая реализация этого положения достигнута путем внесения соответствующего положения в инструкцию по эксплуатации.

Максимальное давление сгорания при работе на бензине А-76 на 10...12 % ниже, чем на дизельном топливе вследствие увеличения запаздывания действительного угла начала подачи топлива на 2,5...3. Установка механизма увеличения угла опережения подачи топлива при переходе на бензин позволяет обеспечить одинаковый уровень максимального давления сгорания при работе на бензине и дизельном топливе и некоторое улучшение параметров, однако комплексная оценка целесообразности внедрения такого механизма на дизеле 5ТДФ дала отрицательный результат.

Скорость нарастания давления при работе на бензине A-76 находится в пределах 0,3...0,37 МПа и не превышает значений, полученных на дизельном топливе, что объясняется высокой температурой наддувочного воздуха $130~^{0}$ С и наличием жаровых

накладок на поршнях.

Мощность при работе на бензине на номинальной частоте вращения ниже на 20 %, а на частоте вращения, соответствующей режиму максимального крутящего момента, ниже на 10 % чем на дизельном топливе, рис. 1.

Как показали многочисленные испытания в условиях реальной эксплуатации такой уровень мощности вполне приемлем, т.к. обеспечивает решение поставленной перед экипажем задачи и требует минимального времени переключения дизеля для работы на бензине.

В процессе отработки многотопливности накоплен значительный опыт и при проверке других направлений: добавления к бензину присадок, увеличивающих цетановое число, использования бензинов в смесях с маслом, дизельным и реактивным топливами, подогрева воздуха на впуске. Полученные результаты могут найти практическое использование, однако до настоящего времени не востребованы реальной эксплуатацией.

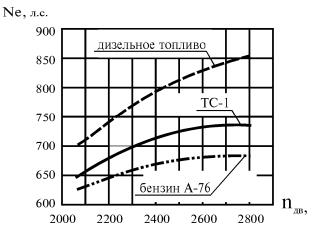


Рис. 1. Изменение мощности дизеля 6ТД-1 по внешней характеристике на различных сортах топлива

Надежность при работе на бензине

За все время работы на бензине при стендовых испытаниях и в эксплуатации случаев схватывания плунжерных пар, разжижения масла или увеличения расхода масла на угар не отмечено.

Износы зеркала цилиндров, корпусов поршней и колец не превышают износов, имеющих место при работе на дизельном топливе.

Вместе с тем обнаружено, что при длительной работе на отдельных партиях бензина A-76 отмечается закоксовывание сопловых отверстий распылителей, для борьбы с которым пришлось ограничить

время непрерывной работы на бензине тридцатью часами, после чего обязателен переход на дизельное топливо или топливо TC-1. Общая наработка на бензине ограничена одной третьей наработки на дизельном топливе.

Вывол

Отработан и прошёл всестороннюю проверку комплекс конструкторских мероприятий, позволивший обеспечить на дизелях типа 5ТДФ возможность практического применения в условиях рядовой эксплуатации автомобильных бензинов и топлив для реактивных ГТД наряду с дизельным топливом.

УДК 621.43

Ю.В. Сторчеус, канд. техн. наук, А. В. Черных, М. А. Брянцев

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА УТИЛИЗАЦИОННОЙ ТУРБИНЫ НА НЕРАСЧЕТНЫХ РЕЖИМАХ

В настоящее время остро стоит вопрос о экономии энергоресурсов. Одним из путей решения данной проблемы является утилизация сбросной тепловой энергии. В качестве цикла утилизации такой энергии наиболее высоким кпд характеризуется цикл Ренкина с полной конденсацией пара [1].

При проектировании систем утилизации функционирующих по циклу Ренкина, одним из ключевых вопросов является определение характеристик паровых турбин на нерасчетных режимах.

Определение данных характеристик экспериментальным путем сопряжено со значительными материальными затратами. Кроме того, экспериментальные исследования не всегда дают возможность получить такие параметры как степень реактивности р, степени деформацию треугольников скоростей в характерных сечениях турбины, изменение характе-

В данной работе была поставлена задача разработки методики расчета характеристик турбины при отклонении режима работы от номинального.

Традиционно, исходными данными к расчету турбин являются [2,3]:

- массовый расход рабочего тела через турбину G_{O} ;
- термодинамическими показателями рабочего тела на входе в турбину Pо, Tо, Cp, R, а также давлением за турбиной P_2 ;
- оптимальной для данной конструкции турбины степенью реактивности р и характеристическим

Изменение режима работы турбины является следствием отклонения расхода рабочего тела от номинального. Это в свою очередь приводит к перераспределению теплоперепадов между характерными участками турбины.

Зависимость между теплоперепадом в направляющей решетке h_{ao}^{up} и рабочем колесе h_{ao}^{PK} можно представить в виде:

$$h_{ao}^{PK} = h_{ao}^{np} \left(\frac{\rho}{1 - \rho} \right) \tag{1}$$

В свою очередь теплоперепад в направляющей решетке $h_{a\partial}^{np}$ напрямую зависит от перепада давлений $\pi_{np} = P_{\rm O}/P_{HP}$ на ней:

$$h_{ao}^{\mu p} = T_{O} \cdot C_{P} \cdot (1 - \pi_{\mu p}^{-\frac{\kappa - 1}{\kappa}})$$
 (2)

Представляя направляющую решетку как совокупность сопел, с учетом закона истечения запишем:

$$G = f_{HP} \cdot \frac{P_{O}}{\sqrt{R \cdot T_{O}}} \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \left[\left(P_{HP} / P_{O} \right)^{2/k} - \left(P_{HP} / P_{O} \right)^{k+1/k} \right]}, (3)$$

где $P_{\rm O}$ — давление на входе в направляющую решетку; R — газовая постоянная рабочего тела; $T_{\rm O}$ — температура на входе в направляющую решетку; k — показатель адиабаты рабочего тела; P_{HP} — давление за направляющей решеткой.

Эффективная площадь направляющей решетки турбины:

$$f_{HP} = \mu_{HP} \cdot \pi \cdot d_{HP} \cdot l_{HP} \cdot \sin(\frac{\alpha}{t})$$
 (4)

где μ_{HP} – коэффициент расхода направляющей решетки; d_{HP} – диаметр направляющей решетки на выходе потока; l_{HP} – высота лопатки направляющей решетки; a – ширина горловины сопла направляющей решетки; t – шаг направляющей решетки.

Преобразовав (3) относительно $P_{\mathit{HP}}/P_{\scriptscriptstyle \mathrm{O}}$ получим:

$$\frac{G^2 \cdot T_{O} \cdot R \cdot (k-1)}{f_{HP} \cdot P_{O}^2 \cdot 2 \cdot k} = \left(\frac{P_{HP}}{P_{O}}\right)^{2/k} - \left(\frac{P_{HP}}{P_{O}}\right)^{k+1} \tag{5}$$

Изменение расхода рабочего тела через турбину также оказывает значительное влияние на характеристичекий параметр $\left(\frac{U}{C_{a\theta}}\right)$, причем более резкое изменение характерно для центростремительных турбин и объясняется действием на поток центробежных сил. В общем виде это влияние можно представить как:

$$\left(\frac{u}{C_{AII}}\right) = \sqrt{\frac{1 + \overline{G}^2 \cdot \left(\frac{U}{C_{a\theta}}\right)_0^2 \left(1 - \chi^2\right) - \overline{G}^2}{\left(1 - \chi^2\right)}}$$
(6)

где
$$\overline{G} = \frac{G_{\rm O}}{G}$$
 -изменение расхода пара через

турбину; $\chi = D_2/D_1$ - степень радиальности турбины; индекс «о» - относится к номинальному режиму.

В свою очередь:

$$\rho = \frac{\rho_{O} - \left(\frac{u}{C_{AJI}}\right) (1 - \chi^{2}) + (1 - \rho_{O}) \left(\frac{u}{C_{AJI}}\right)_{O}^{2} (1 - \chi^{2})}{1 - \left(\frac{u}{C_{AJI}}\right)_{O}^{2} (1 - \chi^{2})}$$
(7)

Причем для номинального режима данные показатели можно определить следующим образом [2,4]:

$$m = \frac{1}{\Psi^2} \cdot \left[1 \pm \sqrt{\frac{\chi^2 \cdot (1 - \varphi^2) \cdot (1 - \cos^2 \beta_2 \cdot \Psi^2)}{\cos^2 \alpha_1 \cdot \varphi^2 + \chi^2 \cdot (1 - \varphi^2)}} \right]$$
(8)

$$\left(\frac{U}{C_{a\phi}}\right)_{O} = \frac{\Psi}{\sqrt{\chi^{2} \cdot \left(\frac{\cos^{2}\beta_{2}}{m^{2}} - \Psi^{2}\right) + \frac{\left(1 + m^{2} \cdot \Psi^{4}\right) \cdot \varphi^{2} \cos^{2}\alpha_{1}}{m^{2}\Psi^{2}\left(1 - \varphi^{2}\right)}}} \tag{9}$$

$$\rho_{O} = 1 - \left[\frac{\left(1 - m \cdot \psi^{2} \right) \cdot \varphi \cdot \cos \alpha_{1} \cdot \left(\frac{U}{C_{a\delta}} \right)_{O}}{m \cdot \psi^{2} \cdot \left(1 - \varphi^{2} \right)} \right]^{2}$$
(10)

где α_1 - угол выхода потока из соплового аппарата; β_2 - угол выхода потока из рабочего колеса; ϕ - коэффициент скорости в сопловом аппарате; ψ - коэффициент скорости в рабочем колесе.

Таким образом, поиск характеристики турбины на нерасчетном режиме может быть реализован в виде следующего алгоритма:

- 1. По заданным параметрам рабочего тела перед турбиной и геометрическим характеристикам решетки определяется давление за направляющей решеткой P_{HP} по формуле (5).
- 3. Определяется $h_{a\delta}^T$ и π_T с учетом уравнений (2) и (1):

$$h_{a\partial}^T = h_{a\partial}^{HP} + h_{a\partial}^{PK} \tag{11}$$

$$\pi_T = \left[1 - \frac{h_{ao}^T}{T_o \cdot C_P}\right]^{-\frac{k}{k-1}} \tag{12}$$

4. Уточняется частота вращения ротора турбины n_T в зависимости от π_T и $\left(\underbrace{U_{C_{a\phi}}} \right)$:

$$n_{T} = 19,099 \frac{\left(\frac{U}{C_{a\partial}}\right) \cdot \sqrt{2 \cdot Cp \cdot T_{O} \cdot \left[1 - \pi_{T}^{-\frac{k-1}{k}}\right]}}{\pi \cdot D_{1}}$$
 (13)

Где D_1 – диаметр рабочего колеса турбины.

5. По известным π_T , $\left(U/C_{a\partial}\right)$, n_T , ρ , G и термодинамическим параметрам рабочего тела на входе в турбину, предварительно задавшись коэффициента-

ми скорости (ϕ, ψ) производится уточненный расчет векторных составляющих параметров рабочего тела $(\vec{c}, \vec{w}, \vec{u})$ и термодинамических параметров (T, P, ρ) в характерных сечениях проточной части турбины [5], позволяющих найти кпд η_U и мощность турбины N_T .

6. Для контроля в конце расчета производится сравнение удельной работы на окружности рабочего колеса турбины рассчитанной по треугольникам скоростей, с работой, определенной по перепадам температур:

$$\frac{k}{k-1}RT_{o}^{*}\left(1-\frac{T_{2}^{*}}{T_{o}^{*}}\right) = c_{1}u_{1}\cos\alpha_{1} + c_{2}u_{2}\cos\alpha_{2} \quad (14)$$

В случае расхождения более чем на 1% расчет повторяется по п. 5 с учетом коррекции коэффициентов скоростей (ϕ, ψ) по известным $(\vec{c}, \vec{w}, \vec{u})$.

Предложенный метод, основанный на аналитическом моделировании нерасчетных режимов работы турбины, позволяет снизить трудоемкость доводочных работ и расширить область поиска размерных соотношений элементов турбины, обеспечивающий приемлемые характеристики турбины в широком диапазоне областей эксплуатации.

Список литературы:

1. Гришутин М.М. Паротурбинные установки на органических рабочих телах. –М., «Энергия», 1989. – 218 с. 2 Розенберг Г.Ш., Ткачев Н.М. Центростремительные турбины судовых установок. Л., «Судостроение», 1973. - 216 с. 3. Епифанова В.И. Низкотемпературные турбодетандеры. М., «Машиностроение», 1983. - 358 с. 4. Костюк А.Г. Газотурбинные установки. Учебное пособие для вузов. –М., Высш. Школа 1979. - 254 с. 5. Шерстюк А.Н. Радиально-осевые турбины малой мощности. – М., «Машиностроение», 1979. - 254 с.

УДК 621.43

М.В. Малиованов, д-р техн. наук., А.А. Плешанов, канд. техн. наук, Э.С. Темнов, асп., Р.Н. Хмелёв, канд. техн. наук

РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ НА БАЗЕ ДИЗЕЛЯ ТМЗ-450Д

МОДЕЛИ ДВИГАТЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРНОЙ

Постановка проблемы. Двигательгенераторные установки (ДГУ) находят широкое применение в различных отраслях в качестве мобильных, автономных источников питания электрической энергией. ДГУ являются техническими системами со сложно взаимодействующими элементами различной физической природы. Эта особенность вызывает существенные затруднения в процессе проектирования и отработки названных объектов. Устранить данную проблему можно в результате разработки методики проектировочных расчетов, базирующейся на математических моделях с достаточной степенью точности отражающих поведение элементов ДГУ в меняющихся условиях эксплуатации.

Анализ последних исследований. Известны работы, в которых предложены математические модели двигателей [1 – 3] и генераторов [4, 5]. Непосредственное объединение их в модель ДГУ затруднено в связи с использованием в моделях двигателей осредненных по циклу переменных, а в моделях генераторов – их мгновенных значений. Кроме того, объединяемые модели должны быть ориентированы на их совместное использование.

Формулирование целей статьи (постановка задачи). Особенностью предлагаемой математической модели по сравнению с существующими является комплексное описание ДГУ как совокупности взаимосвязанных тепломеханических, газодинамических, электромеханических и магнитных подсистем, отражающее её функционирование в переходных и установившихся режимах. Разработка математической модели ДГУ и исследование ее функционирования позволит еще на стадии проектирования осуществить:

- выбор конструктивных параметров ДГУ,
 обеспечивающих требуемые характеристики устройства;
- анализ установившихся и переходных режимов функционирования системы "ДВС генератор";

Основная часть. В данной работе в качестве объекта исследования была выбрана двигательгенераторная установка на базе малоразмерного одноцилиндрового дизеля ТМЗ-450Д.

Система уравнений, описывающая функционирование двигателя во времени, разработана в рамках тепломеханики и записывается в следующем виде [6]:

$$\frac{d\rho}{dt} = \frac{1}{W} \left[G_{sn} - G_{s\omega n} - \rho \cdot f_n \cdot \omega \cdot a_2 \right]; \tag{1}$$

$$\frac{dT}{dt} = \frac{1}{c_{_{V}} \cdot \rho \cdot W} \Big[G_{_{\mathit{BN}}} \Big(h_{_{\mathit{BN}}} - e \Big) - G_{_{\mathit{BMN}}} \Big(h_{_{\mathit{BMN}}} - e \Big) +$$

$$+\dot{Q}_z - \dot{Q}_m - p \cdot f_n \cdot \omega \cdot a$$
, (2)

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{a_4 \left[(p - p_0) f_n - F_{mp} - a_3 \cdot m_{np} \cdot \omega^2 \right] - M_c}{a_4 \cdot a_2 \cdot m_{np} + J_{np}}; (3)$$

$$\frac{d\Phi}{dt} = \omega . (4)$$

Замыкающим является термическое уравнение состояния:

$$p = \rho \cdot R \cdot T \,\,\,(5)$$

где t – время; ρ , T, p – плотность, температура и давление рабочего тела в цилиндре двигателя; W –

текущий объем рабочего тела; f_n – площадь поршня; G_{en} , G_{eun} – секундный приход и расход рабочего тела; $h_{en}, h_{eыn}$ — удельная энтальпия втекающего и вытекающего газа; a_2 , a_3 , a_4 – коэффициенты, определяющие кинематические связи между твердыми звеньями; ю, ф - угловая скорость и угол поворота коленчатого вала; \dot{Q}_{m} – секундный приход (расход) энергии в форме теплоты в результате теплообмена; \dot{Q}_{z} – секундный приход энергии в форме теплоты при горении рабочей смеси; c_v – удельная теплоемкость при постоянном объеме; p_0 – давление газа под поршнем; e – удельная внутренняя энергия газа; F_{mp} – сила трения; M_c – момент сопротивления; m_{np} – приведенная масса частей двигателя, совершающих возвратно-поступательное движение; J_{np} – приведенный момент инерции вращающихся частей двигателя.

Кроме основной системы уравнений (1) – (5), математическая ДВС включает дополнительные подсистемы уравнений, описывающие следующие процессы:

а) Газодинамические процессы во впускной и выпускной системах

Описание газодинамических процессов осуществлялось при помощи математической модели [7] одномерного нестационарного течения газа. В периоды газообмена по известным значениям давления и плотности рабочего тела в цилиндре определялись значения секундного прихода, расхода рабочего тела в каждый момент времени.

б) Трение в цилиндропоршневой группе

Описание процесса трения в цилиндропоршневой группе выполнено на основе зависимостей [8] М. Резека и Н. Хайнена, полученных в результате динамических исследований двигателей в реальном времени.

в) Теплообмен

Для описания процессов переноса теплоты (теплообмена конвекцией и излучением) в полости ци-

линдра двигателя использовались известные зависимости, приведенные в работе [9].

г) Тепловыделение

Секундный приход энергии в результате горения рабочей смеси определялся на основе методики, предложенной И.И. Вибе [10]:

$$\dot{Q}_{z} = \delta_{z} \cdot H_{u} \cdot m_{x} \cdot \omega_{m}$$

где H_u и m_x — низшая теплота сгорания и цикловая масса топлива; ω_m — скорость сгорания топлива; δ_c — коэффициент полноты сгорания.

Для вычисления скорости сгорания топлива использовалась зависимость, полученная на основе полуэмпирической формулы И.И. Вибе:

$$\chi = 1 - e^{-6.908 \left(\frac{\varphi}{\varphi_z}\right)^{m+1}},$$

$$\omega_m = \frac{d\chi}{dt} = \frac{6,908 \cdot (m+1) \cdot \omega}{\varphi_z} \cdot \left(\frac{\varphi - \varphi_1}{\varphi_z}\right)^m \cdot e^{-6.908 \left(\frac{\varphi - \varphi_1}{\varphi_z}\right)^{m+1}}.$$

где χ — доля топлива, сгоревшего за угол ϕ от начала горения; ϕ_z — условная продолжительность сгорания; m — показатель характера сгорания; ϕ_1 — угол начала сгорания.

Параметры m и φ_z являются кинетическими константами, однозначно определяющими скорость данного процесса сгорания в ДВС, и зависят от конкретных физико-химических условий осуществления процесса сгорания в двигателе. Для двигателя ТМЗ-450Д на основе результатов сорока натурных экспериментов были вычислены значения показателей сгорания для диапазона режимов n=2000-3600 мин⁻¹, $M_c=5-24$ Н·м и в результате выполненной статистической обработки данных получены регрессионные зависимости для определения показателей сгорания m и φ_z :

$$m = q_0 + q_1 M_c + q_2 n_{cp} + q_3 M_c^2 + q_4 n_{cp}^2 + q_5 M_c n_{cp} + q_6 M_c^3 + q_7 n_{cp}^3 + q_8 M_c^2 n_{cp} + q_9 M_c n_{cp}^2;$$

$$\phi_z = q_0 + q_1 M_c + q_2 n_{cp} + q_3 M_c^2 + q_4 n_{cp}^2 + q_5 M_c n_{cp} + q_6 M_c^3 + q_7 n_{cp}^3 + q_8 M_c^2 n_{cp} + q_9 M_c n_{cp}^2,$$

Коэффициенты регрессионных зависимостей приведены в таблице 1.

где n_{cp} — средняя за цикл частота вращения коленчатого вала двигателя.

Таблица 1. Коэффициенты регрессионных зависимостей

	q	q	q	\mathbf{q}_3	\mathbf{q}_4	\mathbf{q}_{5}	q	q	q	q
	0	1	2				6	7	8	9
m	-	-	0,3	0,1	0,0	-	0,0	-	0,	-
	0,049	0,075	08	38	13	0,139	94	0,188	100	0,092
φ_z	14	45	-	-	13	29,	-	38	-	5,
	0,0	,34	72,03	12,48	,67	26	6,007	,49	10,52	826

При рассмотрении переходных процессов, происходящих в ДГУ, существенным является учет динамического взаимодействия регулятора частоты вращения с ДВС.

Всережимный регулятор дизеля ТМЗ-450Д поддерживает близкой к постоянной любую час-

тоту вращения коленчатого вала дизеля, заданную положением рычага управления топливного насоса высокого давления, несмотря на изменение нагрузки на дизель. Математическая модель [6] регулятора строится в соответствие с расчетной схемой, приведенной на рис. 1.

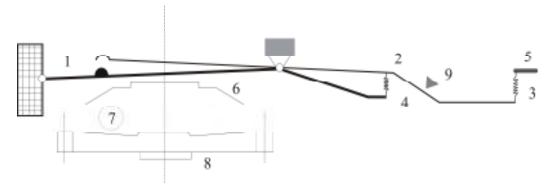


Рис.1 Общая схема регулятора частоты вращения: 1 – пусковой рычаг, 2 – главный рычаг, 3 – задающая пружина, 4 – пусковая пружина, 5 – задающий рычаг, 6 – диск регулятора, 7– шарик, 8 –шестерня, 9 – упор

Уравнения движения рычага, дополняющие модель двигателя, записываются в следующем виде [6]:

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{(F_{II} \cdot \frac{\sin(\beta)\sin(\alpha)}{\sin(\beta + \alpha))} - F_{TP,II} + \frac{1}{J + R_{T}^{2}\sigma \cdot \cos^{2}(\phi - \phi_{0})} + \frac{1}{J + R_{T}^{2}\sigma \cdot \cos^{2}(\phi - \phi_{0})R_{T} - M_{II} - M_{TP,P}}}{J + R_{T}^{2}\sigma \cdot \cos^{2}(\phi - \phi_{0})} \tag{6}$$

$$\frac{d\phi}{dt} = \omega$$

В качестве примера на рис 2 и 3 приведены результаты, иллюстрирующие работу регулятора.

Генераторная часть рассматриваемой ДГУ представляет собой индукторный генератор, хорошо зарекомендовавший себя простотой и технологич-

ностью конструкции, высокой надежностью, хорошими регулировочными свойствами, работоспособностью в сложных условиях окружающей среды.

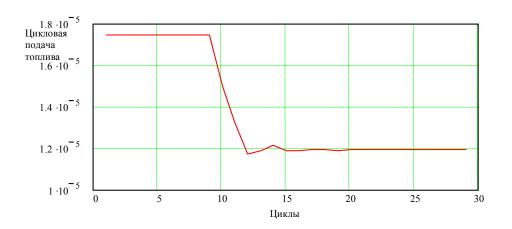


Рис. 2. Изменение цикловой подачи топлива при смене нагрузки

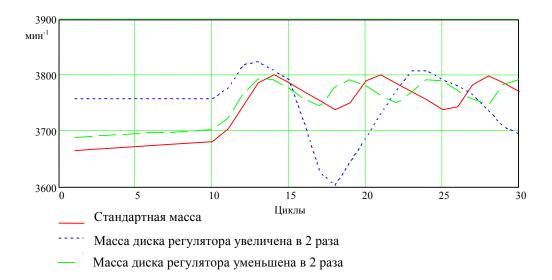


Рис. 3. Изменение частоты вращения коленчатого вала при сбросе нагрузки

Дифференциальные уравнения равновесия ЭДС однофазного синхронного генератора записываются в следующем виде [4]:

$$0 = (r_A + r_u) \cdot i_A + \frac{d\psi_A}{dt};$$

$$U_s = r_s i_s + \frac{d\psi_s}{dt};$$

$$0 = r_{\partial d} i_{\partial d} + \frac{d\psi_{\partial d}}{dt};$$

$$0 = r_{\partial q} i_{\partial q} + \frac{d\psi_{\partial q}}{dt}.$$

$$(7)$$

Потокосцепления зависят от взаимного расположения обмоток:

$$\begin{split} \Psi_{A} &= i_{A} (x_{A} + x_{n}) + i_{e} x_{a} \cos \gamma + i_{\partial d} x_{a} \cos \gamma + \\ &+ i_{\partial q} x_{a} \cos \gamma; \\ \Psi_{e} &= i_{A} x_{a} \cos \gamma + i_{e} x_{e} + i_{\partial d} x_{a}; \\ \Psi_{\partial d} &= i_{A} x_{a} \cos \gamma + i_{e} x_{a} + i_{\partial d} x_{\partial d}; \\ \Psi_{\partial d} &= i_{A} x_{a} \sin \gamma + i_{\partial q} x_{\partial q}. \end{split} \tag{8}$$

В уравнениях (7), (8) $r_{\scriptscriptstyle A} + r_{\scriptscriptstyle n}$, $r_{\scriptscriptstyle e}$, $r_{\it cd}$, $r_{\it cq}$, $r_{\it cq}$, $x_{\scriptscriptstyle A} + x_{\scriptscriptstyle n}$, $x_{\scriptscriptstyle e}$, $x_{\scriptscriptstyle od}$, $x_{\scriptscriptstyle od}$, $x_{\scriptscriptstyle oq}$ — активные и индуктивные сопротивления соответственно обмоток статора, возбуждения, демпферных обмоток по продольной и поперечной осям и нагрузки; $x_{\scriptscriptstyle a}$ — индуктивное сопротивление взаимоиндукции при совпадении осей обмоток; $U_{\scriptscriptstyle e}$ — напряжение обмотки возбуждения; $\gamma = \int\limits_0^t \omega_r dt + \gamma_{\scriptscriptstyle 0}$ — угол между осью обмотки статора и продольной осью ротора.

Момент сопротивления со стороны генератора определялся по формуле:

$$M_c = \frac{N_{3n}}{\eta \cdot \omega},$$

где $N_{\scriptscriptstyle 33}$ – электрическая мощность; η – КПД генератора.

Исключая из (7), (8) потокосцепления получаем систему уравнений электромагнитных переходных процессов рассматриваемого генератора.

$$\frac{di_A}{dt} = -\frac{r_A + r_H}{x_A + x_H} \cdot i_A - \frac{x_a}{x_A + x_H} \cos \gamma \frac{di_s}{dt} +
+ \frac{w \cdot x_a}{x_A + x_H} \sin \gamma \cdot i_s;$$

$$\frac{di_s}{dt} = -\frac{r_s}{x_s} \cdot i_s + \frac{1}{x_s} U_s.$$
(9)

С целью достижения требуемой точности работы в состав ДГУ вводится регулятор напряжения, обеспечивающий изменение напряжения на обмотке возбуждения в зависимости от напряжения на выходе генератора. Математическая модель такого регулятора может быть представлена в виде:

$$R_r = R_r^{min}$$
, если $U_{\it c} < (U_{\it ch} - \delta)$ или если $(U_{\it ch} - \delta) < U_{\it c} < (U_{\it ch} + \delta)$ и $\dot{U}_{\it \Gamma} > 0$; $R_r = R_r^{max}$, если $U_{\it c} > (U_{\it ch} + \delta)$ или если $(U_{\it ch} - \delta) < U_{\it c} < (U_{\it ch} + \delta)$ и $\dot{U}_{\it \Gamma} < 0$,

где δ — допустимое отклонение напряжения; R_r^{min} и R_r^{max} — регулирующие сопротивления.

Окончательно модель генераторной части представляет собой систему уравнений (10), (11),

$$\frac{di_A}{dt} = -\frac{r_A + r_n}{x_A + x_n} \cdot i_A - \frac{x_a}{x_A + x_n} \cos \gamma \frac{di_e}{dt} +
+ \frac{w \cdot x_a}{x_A + x_n} \sin \gamma \cdot i_e;$$

$$\frac{di_e}{dt} = -\frac{(R_r + r_e)}{x_e} \cdot i_e + \frac{1}{x_e} U,$$
(11)

а модель ДГУ в целом отражена системой уравнений (1) - (6), (10), (11).

В качестве примера на рис. 4 приведен переходный процесс в ДГУ при изменении электрической нагрузки с 5,6 кВт до 3,51 кВт.

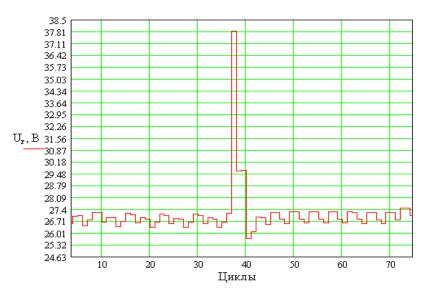


Рис. 4. Переходный процесс в ДГУ при изменении электрической нагрузки

Выводы. Таким образом, получена замкнутая система уравнений, полностью отражающая функционирование ДГУ во времени. Использование разработанного математического и программного обеспечения позволяет установить влияние конструктивных и эксплуатационных параметров ДГУ на его характеристики и сократить затраты при создании новых и совершенствовании существующих конструкций ДГУ.

Список литературы:

1. Жмудяк Л.М. Оптимизация рабочих процессов дизелей и перспективных двигателей на ЭВМ. — Барнаул: АлтТУ, 1992. — 98 с. 2. Петриченко Р.М. Элементы автоматического проектирования ДВС. — Л.: Машиностроение, 1990. — 328 с. 3. Пунда А.С. Численное моделирование индикаторного процесса дизеля на ЭВМ: Методические указания к курсовому и дипломному проектированию. — Л.: ЛВИМУ, 1990. — 30 с. 4. Гольдберг О.Д. Переходные процессы в электрических машинах и аппаратах и вопросы их про-

ектирования. – М.: Высш. шк., 2001 – 512 с.: ил. 5. Копылов И.П. Математическое моделирование электрических машин. – М.: Высшая школа, 2001. – 327 с. б. Воронин Д.О., Малиованов М.В., Плешанов А.А. Построение динамической модели системы "ДВС – регулятор числа оборотов" на примере дизельного двигателя ТМЗ-450Д // Изв. ТулГУ. Сер. "Автомобильный транспорт". Вып. 4 - Тула: Тул Γ У, 2000. – С. 67 - 74. 7. Хмелёв Р.Н. Исследование влияния газодинамических процессов на функционирование ДВС. Автореф. дисс. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук. – Тула: ТулГУ, 2002. 8. Поздеев Г.В., Воронин Д.О. Определение и моделирование трения в цилиндропоршневой группе // Изв. ТулГУ. Сер. "Автомобильный транспорт". Вып. 2 – Тула: ТулГУ, 1997. - С. 161-166. 9. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей / Д.Н. Вырубов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин и др.; Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова – М.: Машиностроение, 1983 - 372 с., ил. 10. Вибе И.И. Новое о рабочем цикле двигателя. – М.: Машгиз, 1962–271 с.

УДК 621. 431. 74

Горбань А.И., канд. техн. наук, Литвин С.Н., канд. техн. наук, Кинжалов О.С., канд. техн. наук, Грабовенко А.И, инж.

ПУТИ УЛУЧШЕНИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА СРЕДНЕОБОРОТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ, РАБОТАЮЩИХ НА ГАЗЕ

Постановка проблемы

Общеизвестно, что использование в двигателях внутреннего сгорания газообразного топлива позволяет снизить затраты на топливо в несколько раз почти пропорционально соотношению цен на используемый топливный газ и дизельное топливо.

Поэтому понятно стремление владельцев стационарных энергетических установок с дизельными двигателями внутреннего сгорания конвертировать их на газообразное топливо, чаще всего на природный газ, подвод которого к двигателю не представляет собой технических трудностей и, как правило, зависит от расстояния до близлежащего газопровода.

Однако при конвертировании приходится сталкиваться с целым рядом проблем в реализации рабочего процесса, обеспечивающего получение таких же параметров, как и при работе на жидком топливе. Главные из проблем — высокие температуры на выпуске газов из цилиндров и перед турбиной, что значительно снижает моторесурс двигателя, и неустойчивость рабочего процесса от цикла к циклу, что связано со сложностью дозирования газообразного топлива.

При конвертировании обычно используют два варианта организации рабочего цикла. По первому газообразное топливо воспламеняется от запальной порции дизельного топлива, подаваемого в цилиндр (газодизельный цикл). По второму газообразное топливо воспламеняется от искры свечи зажигания (газовый цикл).

Топливный газ, как в первом, так и во втором случаях подается либо на вход турбокомпрессора, либо во всасывающие патрубки крышек цилиндров.

При переводе двигателя на газообразное топливо с требованием сохранения номинальной мощности обычно ставится задача добиться параметров рабочего процесса (в первую очередь максимальных давлений сгорания и температур газов в цилиндрах) близких к параметрам дизельного двигателя, что обеспечило бы надежную работу деталей цилиндропоршневой группы и турбокомпрессора.

Такая постановка задачи требует комплексного решения вопросов организации рабочего процесса. Однако на практике часто предпринимаются попытки выполнить эту задачу решением частных вопросов.

Цель статьи

Выполнить анализ конкретных работ из практики двигателестроения, связанных с переводом дизельных двигателей для работы на газообразном топливе. Дать предложения по улучшению рабочего процесса среднеоборотных двигателей, работающих на газе.

Результаты исследований

Для примера рассмотрим результаты испытаний при конвертировании на газовое топливо дизельных двигателей типа ЧН 25/34, проведенных на предприятии АООТ «Первомайскдизельмаш».

В качестве базового варианта для сравнения и анализа приняты параметры рабочего процесса номинального режима работы дизеля 6ЧН25/34 (смотри колонку 1, табл.1).

Для всех рассматриваемых вариантов работы двигателя на природном газе коэффициент избытка воздуха поддерживался на уровне 1,6 - 1,8. [3]с. 227.

Таблица 1. Параметры двигателя 6ЧН 25/34 при работе на дизельном и газообразном топливах

No	Наименование	Дизельный	Газ	одизель
п/п	параметра	двигатель		
			Номер колон	ки
		1	2	3
1	Нагрузка на генератор, кВт	500	500	500
2	Частота вращения коленчатого вала, мин ⁻¹	500	500	500
2	Максимальное давление сгорания, МПа	9,9	8,6	9
3	Средняя температура газов по цилиндрам, 0 С	390	460	440
4	Температура газов перед ТК, ⁰ С	485	560	540
5	Температура газов после ТК, ⁰ С	370	460	430
6	Степень сжатия	12,5	12,5	12,5
7	Способ воспламенения	Само	Запальная	Запальная
		воспламе-	порция ди-	порция
		нение	зельного топ-	дизельного
			лива	топлива
8	Способ подачи газа		На вход ТК	Через газовпуск-
				ной клапан во
				всасывающий
				коллектор

Продолжение табл. 1

№	Наименование	Газовый двигатель				
п/п	параметра	Номер колонки				
		4	5	6	7	
1	Нагрузка на генератор, кВт	500 (417)	480 (400)	400 (333,3)	400 (333,3)	
2	Частота вращения коленча- того вала, мин ⁻¹	600	600	600	600	
2	Максимальное давление сгорания, МПа	7,4	7,7	6,3	6,8	
3	Средняя температура газов по цилиндрам, ⁰ С	547	500	538	523	
4	Температура газов перед ТК, ⁰ С	600	560	585	570	
5	Температура газов после ТК, °С	550	500	530	520	
6	Степень сжатия	10,5	10,5	10,5	10,5	
7	Способ воспламенения	Одна цен- тральная свеча	Одна цен- тральная свеча	Одна цен- тральная свеча	Две свечи: центральная и боковая	

8	Способ подачи газа	На вход ТК	Через газовпу-	На вход ТК	На вход ТК
			скной клапан		
			во всасываю-		
			щий коллектор		

В колонке 2 приведены результаты испытаний двигателя по газодизельному циклу с подачей газа на вход турбокомпрессора.

В двигателе сохранены поршни с камерой Гессельман и степень сжатия 12,5. Газ подавался на вход турбокомпрессора, где смешивался с воздухом и поступал по впускному коллектору в цилиндры. Давление газа на входе в турбокомпрессор равнялось атмосферному, а его расход определялся разрежением на входе компрессора турбокомпрессора.

Запальная доза дизельного топлива составила 12,8 г/(кВт·ч) или 6 % от удельного расхода дизельного двигателя. Часовой расход природного газа на номинальном режиме составил 148 нм³/ч.

При таком варианте, несмотря на качественное смесеобразование, снизилось максимальное давление сгорания до 8,6 МПа, а температуры по цилиндрам, перед ТК и после него выросли на 70 - 90 °C, что свидетельствует о снижении скорости сгорания топлива и переносе процесса сгорания на линию расширения. Если учесть, что в газодизеле в процесс сгорания вступает почти 100% цикловой подачи газа, охваченной факелами дизельного топлива, а в дизельном только 35-40% (лишь топливо, поданное за период задержки самовоспламенения, практически определяющее максимальное давление сгорания), то снижение скорости сгорания в газодизеле является существенным.

В следующем варианте (колонка 3) подача газа была перенесена во впускной канал цилиндровой крышки. Газ подавался через специальный управляемый клапан. Избыточное давление газа перед газоподающим клапаном поддерживалось на уровне 0,16 МПа, что позволило получить относительно высокие скорости впуска газа в цилиндры двигателя. Запальная доза дизельного топлива не изменялась.

В данном варианте максимальное давление сгорания повысилось до 9 МПа, а температуры отработавших газов на выходе из цилиндров снизились на $20\text{--}30~^{0}$ С, то есть процесс сгорания улучшился благодаря увеличению скорости потока на впуске.

В следующих вариантах испытывался газовый двигатель с воспламенением горючей смеси от искры свечи зажигания. В данном двигателе поршни с камерой Гессельман были заменены на поршни со сковородообразной формой днища. Свеча зажигания устанавливалась в центре крышки рабочего цилиндра. Для повышения мощности искрового разряда использовалась электронная система зажигания. При степени сжатия 12,5 на ряде режимов проявилась детонация, во избежание которой степень сжатия была снижена до 10,5. Так как при снижении степени сжатия нельзя было добиться требуемой мощности форсировкой рабочего процесса, частота вращения коленчатого вала была повышена до 600 мин⁻¹. Результаты испытаний приведены в колонке 4. В строке 1 в скобках указана мощность, приведенная к частоте вращения 500 мин⁻¹.

При воспламенении искрой свечи зажигания иза снижения степени сжатия и увеличения частоты вращения коленчатого вала, уменьшающей продолжительность времени на процесс сгорания, максимальное давление сгорания на номинальном режиме уменьшилось до 7,4 МПа. При этом значительно выросли температуры газов на выпуске по цилиндрам и достигли 547 °C, свидетельствуя, что процесс сгорания еще больше замедляется по отношению к газодизельному циклу. Это связано как со способом воспламенения смеси (искровым зажиганием), так и с сокращением времени цикла.

В следующем варианте (колонка 5) подача газа была перенесена во впускной канал цилиндровой

крышки через управляемый газоподающий клапан. Избыточное давление газа перед газоподающим клапаном поддерживалось на уровне 0,175 МПа, что позволило увеличить скорость газа во впускном канале двигателя. Как следует, из приведенных данных параметры работы двигателя по сравнению с вариантом 4 улучшились: максимальное давление сгорания повысилось до 7,7 МПа, а температуры газа снизились на 47 °C.

Для оценки влияния количества очагов воспламенения на процесс сгорания были проведены эксперименты с одной и двумя свечами зажигания смеси. Одна свеча устанавливалась в центре крышки цилиндра, другая (по техническим возможностям) на периферии крышки. При этом электрод свечи находился от донышка поршня (при положении его в ВМТ) на расстоянии 25 мм.

В колонках 6 и 7 приведены результаты испытаний. При двух свечах зажигания не удалось достичь номинальной мощности из-за появившейся детонации при нагрузке 430 кВт. Поэтому все данные приведены на нагрузках, при которых детонация отсутствует. Причиной детонации явился перегрев поршня в зоне расположения второй свечи.

Таким образом, процесс сгорания улучшается при увеличении количества источников воспламенения. При установке двух свечей зажигания максимальное давление сгорания увеличилось до 6,8 МПа (вместо 6,3 МПа при одной свече) и на 15°C снизилась температура газов по цилиндрам.

Анализируя результаты испытаний (варианты 1 – 7), можно констатировать, что при переходе на газодизельный цикл температура газов по цилиндрам увеличилась по сравнению с дизельным циклом на 50-70 °C, при переходе на газовый цикл – на 110-157°C. Это обстоятельство естественно повлияло на такие показатели надежности двигателя как безот-казность и долговечность, так как чугунные детали,

образующие камеру сгорания двигателя, теряют работоспособность при таком увеличении температур.

Об этом свидетельствует резкое падение механических свойств серых легированных чугунов в интервале температур 400 - 500°С, показанное на рисунке. Чугунные детали, образующие камеру сгорания и работающие в условиях температур выше 400-450 °С, подвергаются также росту объема, являющегося следствием процессов разрыхления чугуна из-за его окисления, выделения графита и газов из твёрдого раствора. Повышение температуры нагрева и особенно многократное прохождение критического интервала температур резко увеличивает «рост» чугуна. Эти явления усиливаются отклонениями в качестве изготовления: неплотность материала, значительные графитовые включения, скопление газов в металле и так далее [1] с. 196.

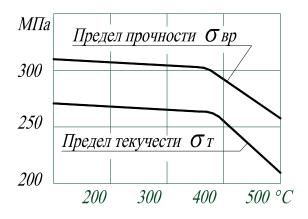


Рис.1. Изменение механических свойств серого легированного чугуна в зависимости от температуры

Например, температура чугунных поршней дизелей ЧН25/34 с цилиндровой мощностью 90 кВт (колонка 1 в табл.1) при струйном охлаждении поршней маслом уже имеют температуру около $400\,^{0}$ C.

При создании на их базе газодизельных и чисто газовых двигателей при указанном выше увеличении температур по цилиндрам воздействие высоких температур и окислительной атмосферы приводит к по-

явлению поверхностных трещин и последующему разрушению поршней. Аварии газовых двигателей 6ГЧН25/34 с разрушением поршней и втулок цилиндров в эксплуатации у потребителей являются тому подтверждением.

Таким образом, при конвертировании дизелей на газ проблемы перевода возникают из-за несовершенства процессов смесеобразования, воспламенения и сгорания топлива.

Известно, что качество процесса смесеобразования и скорость сгорания в цилиндре двигателя зависят от суммарной кинетической энергии составляющих - воздуха и топлива, то есть, от турбулентности смеси. Турбулентность в цилиндре может создаваться как естественным путем, так и искусственно. Естественный путь - турбулизация, вызываемая мгновенным фазовым переходом капельного топлива в газообразное, что характерно для бензиновых двигателей, и искусственный путь – применение различного рода завихрителей, предкамер, вихревых камер, повышение энергии впрыска топлива форсунками, где присутствует турбулизация, как от впрыска, так и от фазового перехода и др. В дизельных двигателях, конвертируемых на газ, турбулизация смеси резко уменьшается (нет впрыска, нет фазовых переходов), что приводит к замедлению скорости сгорания топлива, т.е. переносу процесса сгорания на линию расширения.

Выводы и рекомендации

Из вышеизложенного можно сделать определенные выводы, в частности, о том, что при конвертировании дизельных двигателей на газ целесообразным является:

- реализация газодизельного цикла с подачей газа во всасывающий патрубок крышки цилиндра непосредственно над впускной клапан;
- конструктивное обеспечение вихревой закрутки, как газа, так и воздуха для обеспечения тур-

булизации смеси в момент ее воспламенения с целью повышения энергии смесеобразования. Практически это осуществимо применением вихрекамерного и предкамерного способов смесеобразования, различных завихрителей во впускных каналах и на клапанах, повышением скоростей газа и воздуха на впуске, обеспечением вихревых течений в цилиндре за счет применения поршней с вытесняющим эффектом (камера Гессельман, камера в поршне ЦНИДИ и др.). С точки зрения создания вихревых течений камеры сгорания со сковородообразной формой донышка являются неприемлемыми;

- использование для воспламенения газовой смеси впрыска жидкого топлива (газодизельный цикл), поскольку топливные факелы обеспечивают не только объемное воспламенение смеси, но и турбулизуют смесь, увеличивая скорость сгорания и уменьшая возможность детонации.

При искровом зажигании происходит локальное воспламенение смеси с распространением ударной волны и волны распространения пламени, что увеличивает время сгорания и в ряде случаев приводит к детонации.

При реализации газодизельного цикла в конвертируемых двигателях стремятся запальную дозу топлива довести до 3 – 6 % от цикловой подачи номинального режима. Целесообразность данного решения является спорной. Запальную дозу необходимо не минимизировать, а оптимизировать, создавая наилучшие условия для сгорания топлива – вихревые течения и объемное воспламенение.

Для уменьшения объема конструктивных переделок двигателя и, учитывая необходимость перевода двигателя с газодизельного цикла в дизельный и обратно, топливную аппаратуру иногда оставляют без изменений. В некоторых случаях незначительно уменьшают диаметры сопловых отверстий форсунок, но при этом уменьшается и дальнобойность топливного факела, поэтому сохранить параметры номи-

нального режима в дизельном варианте будет невозможно. Сама мысль впрыснуть запальную порцию дизельного топлива в 3 - 6 % от номинальной цикловой подачи штатной топливной аппаратурой является абсурдной, поскольку характеристики плунжерных пар при такой подаче только по технологическим возможностям изготовления будут отличаться между собой настолько, что не будет обеспечена нормальная работа двигателя по газодизельному циклу (пропуски вспышек, неравномерная нагрузка по цилиндрам вплоть до перегрузки отдельных цилиндров и появления детонации), либо потребуется сложная селективная подборка плунжерных пар ТНВД. Расходные характеристики распылителей форсунок, рассчитанные на номинальную цикловую подачу топлива для дизельного варианта, также не обеспечат оптимальные параметры впрыска топлива при такой малой порции, и получить качественный распыл и дальнобойность факела при этом будет невозможно.

Поэтому для реализации рационального газодизельного цикла и обеспечения устойчивой работы двигателя в зависимости от требований, предъявляемых к работе газодизеля по дизельному циклу, возможны два пути:

1. При требовании обеспечения бесперебойной работы двигателя и работы по дизельному циклу на номинальной нагрузке необходимо обеспечение запальной порции на уровне устойчивой цикловой подачи, что для существующих конструкций ТНВД

составляет 15...20 % от номинальной цикловой подачи. [3] с. 229

2. При требовании обеспечения выработки дешевой энергии и отсутствии необходимости работы по дизельному циклу необходимо обеспечение запальной порции дизельного топлива менее 5...7 %. Для этого требуется замена штатной топливной аппаратуры на другую, обеспечивающую малые цикловые подачи, качественное распыливание топлива, дальнобойность факела, соответствующую параметрам камеры сгорания.

Целесообразно для подачи запальной порции дизельного топлива применить завоевавшую в последние годы всеобщее признание и широко распространенную на автомобильных дизельных двигателях аккумуляторною систему впрыска с электронным управлением, позволяющую независимо от цикловой подачи топлива обеспечивать давления впрыска до 160 МПа.

Список литературы:

1. Андриевский Н.А., Баранов С.М. и др. Под общей редакцией Ваншейдта В.А. Дизели. Справочное пособие конструктора. - М - Л.: ГНТИМЛ, 1957. — 442 с. 2. Генкин К.И. Газовые двигатели. - М.: Машиностроение, 1977. 3. Ефимов С.И., Иващенко Н.А. и др. Под общей редакцией Орлина А.С., Круглова М.Г. Двигатели внутреннего сгорания. Системы поршневых и комбинированных двигателей. - М.: Машиностроение, 1985. — 455 с.

УДК 661.96.001

А.А. Сирота, канд. техн. наук

ПОВЫШЕНИЕ ЭКОНОМИЧНОСТИ СУДОВЫХ ДВС ПУТЕМ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ВОДОРОДА В КАЧЕСТВЕ ДОБАВОК К ТОПЛИВУ

1. Анализ проблемы, постановка цели и задач исследования

Одним из перспективных направлений повышения энергетических, экономических и экологических показателей судовых ДВС является применение водорода в качестве топлива. Благодаря замкнутому циклу его производства и использования (из воды и с образованием воды как продукта его сгорания) водород является неисчерпаемым источником энергии. Однако полный переход ДВС на водородное топливо в обозримом будущем не представляется возможным, поскольку КПД даже самых совершенных и перспективных технологий производства водорода из воды не превышает 50 %, а хранение и транспортировка больших объемов водорода связаны со значительными энергетическими затратами, техническими сложностями обеспечения мер повышенной безопасности. Поэтому в качестве реальной альтернативы можно рассматривать использование малых добавок водорода, не создающих проблем при их хранении. По данным НАМИ и Института проблем машиностроения НАН Украины применение водородных добавок к бензиновому топливу увеличивает КПД двигателя на 10...15 %, а на частичных режимах – на 17...22 % [1].

Целью исследования является экспериментальное исследование влияния водородных добавок к топливу на экономичность высокооборотных ДВС и разработка на основе полученных данных рекомендаций по ее улучшению на режимах частичных нагрузок и при повышенных температурах окружающего воздуха.

Для ее достижения были решены следующие задачи: получены опытные данные по удельному расходу топлива при разных температурах окружающего воздуха и нагрузках на высокооборотный ДВС, работающий с добавками водорода к углеродному топливу; разработаны рекомендации по применению водородных добавок с целью улучшения экономических показателей двигателей при частичных нагрузках и повышенных температурах воздуха.

2. Экспериментальное исследование работы ДВС на водородных добавках и анализ результатов

С целью исследования влияние водородных добавок к дизельному топливу на экономичность высокооборотных двигателей при разных температурах окружающего воздуха и нагрузках были проведены испытания судового высокооборотного дизеля без наддува марки 2 Ч 13,5/14 номинальной мощностью $N_{e\text{ном}}$ = 29,4 кВт и с номинальной частотой вращения коленчатого вала 1500 об/мин [2-4]. Небольшие добавки водорода подавались в двигатель со свежим зарядом воздуха через всасывающий коллектор. Преимуществом этого способа является то, что он не требует сложных дополнительных устройств и высоких давлений водорода, что позволяет использовать его в двигателях внутреннего сгорания на транспортных средствах.

Испытания двигателя проводились по двум нагрузочным характеристикам, по которым работают дизельгенераторы: при постоянных частотах вращения коленчатого вала: n = 1500 об/мин (номинальная) и 920 об/мин (минимально устойчивая). В настоящей работе представлены результаты испытаний двигателя при n = 1500 об/мин. Данные, полученные

при n = 920 об/мин, подтверждают приведенных здесь основные результаты.

Исследования проводились на четырех режимах с относительными мощностями $\overline{N_e} = N_e / N_{e\text{ном}}$, равными 1,0; 0,75; 0,50; 0,25. На каждом режиме работы двигателя (при относительной мощности $\overline{N_e}$) определялся удельный эффективный расход дизельного топлива без применения добавок водорода g_e , г/(кВт·ч) и с добавками водорода g_e^H . Все замеры выполнялись на каждом режиме по три раза, а затем усреднялись. Расход водорода g_H , г/(кВт·ч), изменялся от 0,5 до 2 % расхода дизельного топлива и в процентах определялся как $m_{H2} = g_H/g_e \cdot 100$ %.

Анализ результатов испытаний показывает, что экономия дизельного топлива $\overline{\Delta g_e} = (g_e - g_e^{\ H})/g_e \cdot 100,$ %, за счет применения добавок водорода зависит от режима нагрузки на двигатель $\overline{N_e}$, температуры окружающего воздуха и величины m_{H2} .

Зависимость изменения удельного расхода топлива g_e от нагрузки на двигатель $\overline{N_e}$ при разных температурах окружающего воздуха $t_{\rm B}$ и добавках водорода m_{H2} представлена на рис. 1. Как видно, на номинальном режиме ($\overline{N_e} = 1,0$) применение добавок обеспечивает уменьшение g_e на 14...18 г/(кВт·ч), т.е. на 6 %, а при $\overline{N_e}$ = 0,5 — на 20...25 г/(кВт·ч) или 7...9%. На номинальном режиме при работе ДВС без добавок водорода повышение температуры воздуха от 20 до 48 °C приводит к возрастанию g_e на 2 %, а с добавкой $m_{H2} = 2$ % увеличение g_e меньше 0,5 %. Подобное соотношение сохраняется и на частичных режимах: кривые при $m_{H2} = 2$ % располагаются очень близко друг к другу. Близость кривых, характеризующих работу двигателя на частичных режимах без добавок при $t_{\rm R} = 20~^{\circ}{\rm C}$ и с добавкой $m_{H2} = 0.5~\%$ при $t_{\rm B}$ = 48 °C свидетельствует о том, что даже небольшая

добавка водорода к топливу компенсируют ухудшение экономичности ДВС из-за повышения температуры воздуха на входе.

Из рис. 1 также видно, что удельные расходы топлива одинаковы при работе двигателя без добавок на номинальном режиме ($\overline{N_e} = 1,0$) и при его работе с добавкой $m_{H2} = 2$ % на частичной нагрузке $\overline{N_e} = 0,6$, т.е. водородные добавки компенсируют ухудшение экономичности ДВС при переходе на частичные режимы.

ge, г/кВт·ч

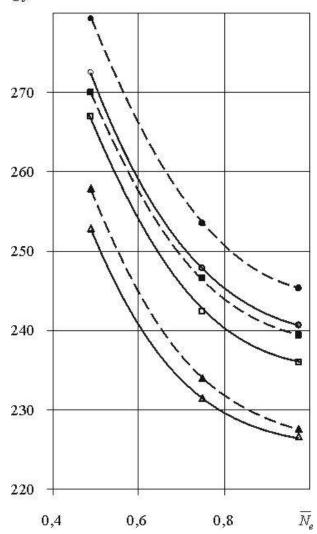


Рис. 1. Зависимость изменения удельного расхода топлива де от нагрузки на двигатель \overline{N}_e при разных температурах окружающего воздуха ts и добавках

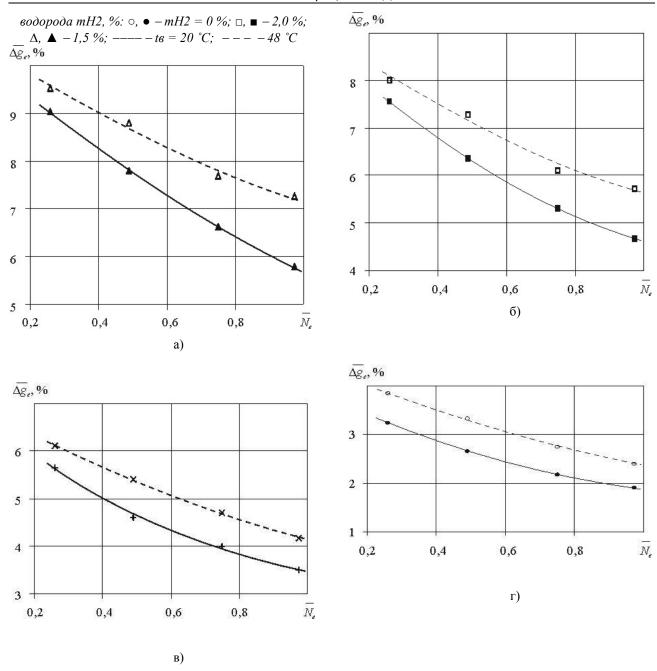


Рис. 2. Зависимость относительного сокращения удельного расхода топлива Δg_e от нагрузки на двигатель $\overline{N_e}$ при разных температурах окружающего воздуха t_e и добавках водорода m_{H2} , %: \circ , • − m_{H2} = 0,5 %; +, × −1,0 %; Δ , • −1,5 %; \Box , • −2,0 %; ----- − t_e = 20 °C; --- −48 °C

Зависимость относительного сокращения удельного расхода топлива $\overline{\Delta g}_e$ от нагрузки на двигатель \overline{N}_e при разных температурах окружающего воздуха $t_{\rm B}$ и добавках водорода m_{H2} . приведена на рис. 2.

Как видно, графики на рис. 2 полностью подтверждают сделанные ранее выводы относительно целесообразности применения водородных добавок для компенсации ухудшения экономичности ДВС изза повышения температуры воздуха на входе и работы на частичных нагрузках.

Об экономической целесообразности применения водородных добавок можно судить по экономии дизельного топлива, приходящейся на единицу массы добавки. С этой целью воспользуемся такой величиной, как относительное сокращение удельного эффективного расхода дизельного топлива $\Delta g_e / g_{H2}$, представляющее собой отношение сокращения удельного эффективного расхода дизельного топлива Δg_e , г/(кВт·ч), к удельному расходу водорода дн2, г/(кВт·ч). Этот параметр показывает, сколько грамм дизельного топлива, приходящегося на 1 кВт эффективной мощности N_e , экономится при подаче в двигатель 1 грамма H_2 на 1 кВт N_e . Он характеризует эффективность использования водорода и может быть назван, например коэффициентом эффективности использования водорода. При его максимальном значении экономическая эффективность использования водорода будет наибольшей.

Зависимость относительного сокращения удельного эффективного расхода дизельного топлива Δg_e / g_{H2} от нагрузки на двигатель $\overline{N_e}$ при температуре воздуха на входе $t_{\rm B} = 20~^{\circ}{\rm C}$ и разных добавках водорода m_{H2} , %, приведена на рис. 3. Как видно, с уменьшением нагрузки на двигатель \overline{N}_e относительное сокращение удельного эффективного расхода дизельного топлива $\Delta g_e / g_{H2}$ от применения добавок водорода увеличивается. Если в результате применения водородных добавок на номинальном режиме приращение величины $\Delta g_e / g_{H2}$ составляет примерно 3,5 %, то на режиме $\overline{N_e}$ = 0,25 – уже 5,5 %, что подтверждает целесообразность применения добавок для компенсации отрицательного влияния частичных режимов на экономичность ДВС.

Как видно, на всех режимах нагрузки двигателя графики, соответствующие величине водородных добавок $m_{H2} = 1,5$ %, располагаются выше, чем $m_{H2} = 2,0$ %. Это указывает на существование некоторой оптимальной величины добав-

ки, составляющей примерно $m_{H2} = 1,5$ % и обеспечивающей максимальное относительное сокращение удельного эффективного расхода дизельного топлива Δg_e / g_{H2} .

Результаты экспериментальных исследований показали, что максимальная эффективность применения водородных добавок имеет место при весьма малых их количествах 1,5...2 %, что не создает каких-либо существенных проблем, связанных с производством и хранением водорода.

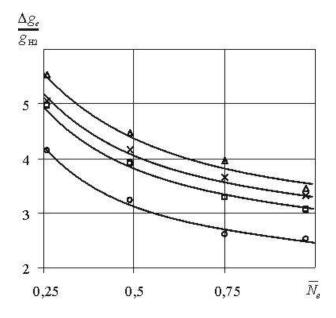


Рис. 3. Зависимость относительного сокращения удельного эффективного расхода дизельного топлива $\Delta g_e/g_{H2}$ от нагрузки на двигатель $\overline{N_e}$ при температуре воздуха на входе $t_e=20$ °C и разных добавках водорода m_{H2} , %: $o-m_{H2}=0.5$ %; $\times-1.0$ %; $\Delta-1.5$ %; $\Box-2.0$ %

Благодаря весьма малым количествам добавок, энергетические затраты на их получение не являются определяющими, а производство водорода можно осуществлять непосредственно на борту судна, например в электролизерах, во время снижения нагрузки на судовую электростанцию. Хранение водорода в небольших количествах вполне можно осуществлять в гидридных аккумуляторах [3, 4], используя их свойство выде-

лять водород при более высоком давлении, чем происходит его поглощение. Разница давлений может использоваться для подачи водорода с повышенным давлением либо для производства механической (электрической) энергии или холода.

Выводы

- 1. Применение небольших (1...2 %) добавок водорода к топливу компенсирует отрицательное влияние повышения температуры воздуха, подаваемого в цилиндры двигателя, и частичных режимов работы на его экономические показатели.
- 2. Использование добавок на номинальном режиме ($\overline{N_e}=1,0$) обеспечивает уменьшение g_e примерно на 6 %, а при $\overline{N_e}=0,5$ на 7...9 %.
- 3. Водородные добавки обеспечивают сокращение относительного (отнесенного к удельному расходу водорода) удельного эффективного расхода дизельного топлива на 2...6 %.

4. С повышением температуры воздуха, подаваемого в цилиндры, и уменьшением нагрузки на двигатель эффект от использования водородных добавок возрастает.

Список литературы:

1. Мельник Г.В. Водород —энергоноситель XXI века // Двигателестроение. — № 3 (221). — 2005. — С. 48—49. 2. Сирота А.А., Чураков А.И. Испытания судового высокооборотного ДВС с добавками водорода // Двигатели внутреннего сгорания. — Харьков: НТУ "ХПИ", 2005. — № 2. — С. 81— 84. 3. Timoshevsky В., Сиі К., Timofeev V., Sirota A., Beljakov S., Gao X. Energy saving hydride'ssystems for internal combustion engines // Journal of WUWTE, Vol.3 № 7, 1992, pp. 34—39. 4. Timoshevsky B., Cui K., Beljakov S., Sirota A., Cao X. Hydride's equipment for internal combustion engines // Journal of WUWTE, Vol. 3, № 8, pp. 42—47.

УДК 621.436

С.И. Тырловой, канд. техн. наук

ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ПРОЦЕССА ВПРЫСКА АВТОМОБИЛЬНЫХ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫХ ТНВД

Введение

Одной из устойчивых тенденций развития современной топливовпрыскивающей аппаратуры (ТПА) дизелей можно считать интенсификацию процесса впрыска топлива. Это в значительной степени позволяет решить противоречивые задачи одновременного снижения жесткости сгорания (шумности), выброса твердых частиц и расхода топлива [1]. Кроме того, повышение давления впрыска позволяет

существенно улучшить экономичность работы дизеля на частичных режимах [2,3,4].

Очевидно, такое направление работ по совершенствованию ТПА является актуальным не только для вновь разрабатываемой техники, но и для существующей топливной аппаратуры. Можно считать, что не менее актуальной задачей, связанной с модернизацией и должной настройкой ТПА, является поддержание высоких технико-экономических показателей дизелей в эксплуатации. В частности, известна проблема восстановления характеристик бывших в длительной эксплуатации топливных насосов (ТНВД) дизелей зарубежного производства с распределительным насосами типа BOSCH –VE, которые получили широкое распространение в Украине [5]. Проблема вызвана высокой стоимостью реставрации таких плунжерных пар или их замены новыми.

Логичным представляется нахождение такого метода модернизации названных распределительных ТНВД, при котором одновременно повышается остаточный ресурс плунжерных пар и интенсифицируется процесс впрыска. В настоящей работе на основе теоретических и экспериментальных исследований предложен искомый метод.

Формулировка проблемы

Проведенные другими авторами [1,2,3,4] исследования выявили способы, которые позволяют снизить эксплуатационный расход топлива: отключение подачи топлива (или воздуха и топлива) в часть цилиндров: применения модульных силовых установок; снижения уровня минимальной частоты вращения коленчатого вала на холостом ходу, применения систем электронного управления впрыскиванием топлива, организация неравномерного вращения кулачкового вала ТНВД. Однако существует ряд причин, которые сдерживают реализацию этих способов в серийном производстве. Наиболее эффективным и доступным для реализации путем снижения расхода топлива на эксплуатационных режимах является совершенствование процесса подачи топлива, что обеспечивает улучшение качества его распыла. В работах [5,6] установлено, что снижение гидравлической плотности плунжерных пар ТНВД ВОЅСН -VE в эксплуатации, вызванное повышенными утечками топлива в прецизионных сопряжениях втулки и плунжера из-за естественного износа, приводит к существенному ухудшению характеристик топливных насосов. Прежде всего, это касается режимов пуска, холостого хода и малых частот вращения. Снижается пусковая подача топлива (Уцп), максимальное давление впрыска (Ртах), устойчивость режима холостого хода, деформируется скоростная характеристика в области низких частот вращения. Увеличение активного хода плунжера на этих режимах далеко не всегда позволяет скомпенсировать величину утечек. Кроме того, нежелательным является чрезмерное увеличение продолжительности впрыска (фвпр), приводящее к ухудшению экономичности и отрицательной коррекции скоростной характеристики в то же время при недостаточной цикловой подаче топлива на режимах пуска. Известные способы восстановления характеристик ТНВД, в том числе [5], не позволяют интенсифицировать процесс впрыска, а предложенные в работе [6] мероприятия, несмотря на их эффективность для 2-х камерных дизелей, даже ведут к снижению среднего давления в процессе впрыска.

Решение проблемы

С целью изучения возможных мероприятий по восстановлению характеристик распределительных топливных насосов типа BOSCH –VE, имеющих низкую гидравлическую плотность плунжерных пар, выполнено математическое моделирование процесса впрыска на стартерных частотах распределительного вала (nP=100 мин-1) при ограничении Vц на режиме начала рабочего участка скоростной характеристики (nP=600 мин-1) для различных регулировочных параметров, регламентируемых фирмой - изготовителем.

Математическая модель [7], учитывающая след прошедших волн и адаптированная для расчета рассматриваемых распределительных ТНВД, позволяет исследовать процесс впрыска на стартерных частотах вращения. Величина эффективного проходного сечения µуfу утечек топлива через зазоры в плун-

жерной паре задавалась по экспериментально полученному уравнению с учетом взаимного положения плунжера 1 и дозатора 5 (рис. 1), то есть в зависимости от длины их сопряжения.

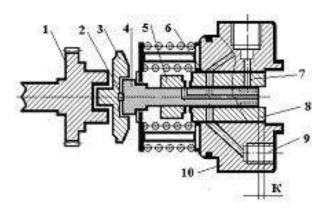


Рис. 1. Схема плунжерной пары
1 — вал насоса; 2 — дистанционная шайба; 3 — кулачковая шайба; 4 —плунжер; 5 — дозатор (отсечная шайба); отсечное отверстие. 6 — нагнетательное отверстие к штуцеру; 7 - окно подачи топлива в плунжерную пару; 8 - втулка; 9 —гнездо нагнетательного клапана; 10 — корпус плунжерной пары

Давление топлива в надплунжерной полости определяется по уравнению:

$$\frac{dPp}{dt} \cdot \beta V_{P} = Fp \cdot Cp - \text{sign}(Pp, Psh) \cdot spp \cdot (1 - \text{sig1}) \cdot \mu_{K} Fk \cdot \sqrt{2 / Ro \cdot Abs}(Pp - Psh) - (1 - \text{sign}(Pp, Pot) \cdot \mu_{ot} \cdot Fot \cdot \sqrt{2 / Ro \cdot Abs}(Pp - Pot) - (1 - \text{sign}(Pp, Ppod) \cdot \mu_{np} \cdot Fnp \cdot (1 - \text{sign}(Pp, Ppod) \cdot \mu_{np} \cdot Fnp \cdot (1 - \text{sign}(Pp, Ppod)) - (1 - \text{sign}(Pp, Ppod) \cdot \mu_{np} \cdot Fnp \cdot (1 - \text{sign}(Pp, Ppod)) - (1$$

где spp — коэффициент, принимающий значения 1 или 0 в зависимости от того достигло ли раздаточное окно плунжера (см. рис. 1) кромки отверстия во втулке плунжера (при этом spp=1), идущего к нагне-

 $-\mu_{\nu}f_{\nu}\sqrt{2/Ro\cdot Abs(Pp-Pnp)}$,

тательному штуцеру 9, или нет (spp=0). Значение *spp* определяется условием:

If
$$Hp < Hpp$$
 Then $spp = 0$ Else $spp = 1$, (2)

здесь Hp — текущий ход плунжера, Hpp — величина хода плунжера при котором раздаточное окно 11 плунжера совмещается с нагнетательным каналом штуцера. Значение Hpp определяется при данных конструктивных параметрах толщиной S дистанционной шайбы 2 и нормируемый для новых TH установочным размером K (см. рис. 1).

В результате моделирования работы ТН установлено, что для изношенных топливных насосов данной конструкции необходимо уменьшать «К». Это приводит к увеличению максимального давления впрыска и цикловой подачи топлива при пуске, сокращается продолжительность впрыска и растет *P*max на всех режимах. Это объясняется следующим.

При увеличении толщины S дистанционной шайбы (уменьшение размера «К») уравнение (1) для части хода плунжера вырождается и описывает сжатие топлива плунжером в объеме полости надплунжерного пространства с утечками из нее:

$$\frac{dP_{p}}{dt}\beta V_{p} = Fp \cdot Cp - Q_{y}$$

$$Q_{y} = \mu_{y} f_{y} \sqrt{2 / Ro \cdot Abs(Pp - Pnp)} ;$$
(3)

где Vp - объем надплунжерного пространства; Fp и Cp - соответственно площадь и скорость плунжера.

Уравнение (3) справедливо на протяжении фак градусов поворота вала от момента закрытия впускного отверстия 7 и до момента открытия нагнетательного отверстия 6. Чем больше *S*, тем продолжительнее период фак, на протяжении которого растет давление в надплунжерной полости по уравнению

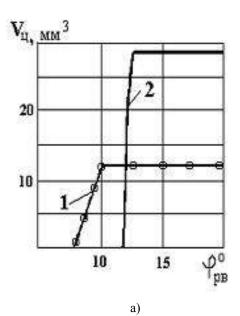
(3). Перемещение плунжера за период фак используется не для какой-либо из фаз впрыска топлива, а для аккумулирования энергии в надплунжерном пространстве, как для аккумуляторных систем малого объема. В зависимости от толщин S давление в надплунжерном пространстве может быть увеличено по сравнению с нормой в несколько раз. После открытия плунжером нагнетательного отверстия 6, происходит интенсивное развитие последующих фаз впрыска. Давление в надплунжерном пространстве изменяется здесь и на последующих участках в соответствии с уравнением (1) при spp=1. Накопленная энергия в надплунжерном пространстве и позволяет сократить продолжительность впрыска, увеличить максимальное и среднее давление впрыска, что очень важно для режимов пуска ТНВД с плунжерными парами, имеющими недостаточную гидравлическую плотность.

На рис.2 приведены результаты моделирования процессов впрыска на режимах пуска (n=100мин-1) плунжерной пары с запредельно низкой гидравлической плотностью при двух значениях толщины дистанционной шайбы 2 (см.рис.1).

В первом случае (т.е при штатном размере S) величина цикловой подачи... недостаточна (12мм3) для пуска дизеля. Во втором случае Vц достаточна для уверенного запуска, поскольку ее значение (29мм3) превышает величину цикловой подачи топлива на номинальном режиме (27мм3). Для данного ТН при его установке на вихрекамерный дизель рекомендовано отношение пусковой подачи к номинальной 1...1,5. Продолжительность впрыска при этом сокращается в два раза.

Возможности форсировки предложенным способом процесса впрыска ограничены величиной хода плунжера. На рис.3 показаны фазы впрыска для исходной величины S и увеличенной.

Из рис.3 видно, что при предложенной интенсификации процесса впрыска используется не только более полное использование хода плунжера за счет аккумулирования энергии, но и возрастает скорость плунжера на участке активного впрыска, что является известным способом интенсификацией процесса впрыска.



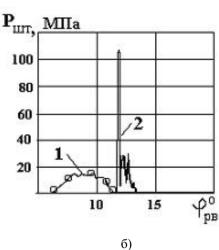


Рис. 2. Расчетное изменение цикловой подачи топлива (а) и давления в штуцере нагнетательного клапана (б) для плунжерной пары с низкой гидравлической плотностью

1-исходный вариант; 2 – с применением метода интенсификации впрыска

Чем меньше герметичность прецизионных сопряжений плунжерной пары, тем более ярко выражено влияние S на Vu и Pmax на режимах пуска. В таблице приведены результаты испытаний ТНВД

Bosch-VE5\10 F 2400 L 35 при различной толщине S шайбы 7.

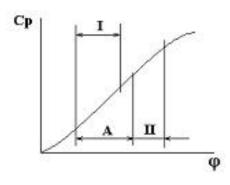


Рис.3. Изменение положения активного впрыска на кривой скорости плунжера

I – штатный процесс впрыска; II – положение активного впрыска при его интесификации по предложенному методу; А – смещение угла начала подачи топлива

Таблица. Зависимость параметров ТНВД от толшины шайбы S

S, мм	Рта, Мпа (np= 100)	Вц, мм3 (пр=100)	Вц, мм3 (пр= 100)
2.20	17.5	14	33
2.35	20.5	25	35
2.50	26	39	34
2.70	32.5	61	33

Таким образом, уже при S=2,7мм полностью восстанавливаются пусковые и скоростные характеристики данного топливного насоса высокого давления.

Заключение

- 1. Предложенная интенсификация процесса впрыска позволяет увеличить максимальное давление топлива в штуцере нагнетательного клапана в 2...3 раза.
- 2. Продолжительность процесса впрыска уменьшается в 1,5...2 раза.
- 3. Метод не требует конструктивных изменений, достаточно должной настройки ТНВД в эксплуатации.

- 4. Угол опережения впрыска при использовании данного метода должен быть увеличе по сравнению со штатным на 8...10 градусов по коленчатому валу в зависимости от тощины S проставки 2 (см. рис. 1).
- 5. Метод позволяет восстанавливать пусковые качества ТНВД с изношенными плунжерными парами за счет повышения давления впрыска, происходящее в результате совместного действия 2-х факторов: 1)часть хода плунжера используется для аккумулирования энергии сжатого топлива (которое происходит из-за изменени фаз открытия и закрытия раздаточных и впускных окон); 2)смещения процесса впрыска на участок с большей скоростью плунжера.

Совместно с названным также может быть использован метод, приведенный в работе [5], а для вихрекамерных дизелей может быть снижено [6] и давление начала открытия форсунки при достаточной интенсификации процесса впрыска. Стоимость эксплуатационных затрат на топливную аппаратуру здесь может быть уменьшена по предварительным оценкам до 30 - 50%.

Список литературы:

1. Грехов Л.В. Топливная аппаратура с электронным управлением днзелей и двигателей с непосредственным впрыском бензина. Учебно-методическое пособие. - М.: Изд-во "Легион-Автодата", 2001.:- 176 с., ил. 2. Григор'єв Олександр Львович. Розробка універсальних методів гідродинамічного розрахунку, динамічного аналізу та оіїтимізаційного синтезу основних елементів паливної апаратури дизелів. Автореф. дисс. ...докт. техн. наук.Харьков, 2003.-48 с. 3. Король С.А. Розроблення і дослідження регульованого приводу паливного насоса транспортного дизеля. Автореферат дисер'таци на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук Харив-2002. 4. Рыкова И.В. Выбор и обоснование параметров топливной аппаратуры автотракторных дизелей при

интенсификации впрыскивания. Автореф. дисс. ...канд. техн. наук. Харьков, 2002. 5.Тырловой С.И., Кирсанов А.Н. Повышение ресурса распределительных топливных насосов увеличением плотности узла дозатор-плунжер. Доклады международного симпозиума «Авиационная космическая техника и технология», Вып. 19\ХАИ, Харьков-2000.- с.271-274. 6. Крайнюк А.И., Тырловой С.И., Васильев И.П. Оценка возможности повышения ресурса топливной аппа-

ратуры автомобильных вихрекамерных дизелей снижением энергозатрат в процессе впрыска топлива. Праці Таврійскої агротехнічної академії, Вип. 2, Том 14, Мелітополь 2000р.-С.18-25. 7. Крайнюк А.И., Тырловой С.И., Гладков В.В. Моделирование движения жидкости в топливных трубопроводах высокого давления дизелей с учетом следа прошедших волн. Вістник СУДУ №5(27)—2000. —С.133-136.

УДК 621. 43

Е.В. Белоусов, канд. техн. наук

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА СЖАТИЯ С ОХЛАЖДЕНИЕМ ВОЗДУШНОГО ЗАРЯДА ПУТЕМ РАСПЫЛИВАНИЯ ВОДЫ В РАБОЧЕМ ЦИЛИНДРЕ ДВС

Введение

Несмотря на значительный прогресс, достигнутый в области совершенствования рабочих процессов современных поршневых двигателей внутреннего сгорания (ДВС), их термодинамический КПД до сих пор значительно отличается от теоретически возможного. Частично, это связано с особенностями организации рабочего процесса в тепловых машинах периодического действия, которые исключают возможность реализации в них рациональных термодинамических циклов, в частности, циклов с охлаждением заряда в процессе его сжатия (приближение процесса сжатия к изотермическому). Охлаждение заряда в ходе его сжатия могло бы стать существенным резервом в повышении эффективности рабочего процесса в некоторых типах поршневых ДВС.

1. Анализ литературных источников

Как известно из термодинамики [1], работа, полученная в ходе осуществления термодинамического

цикла поршневого ДВС, складывается из положительной работы, совершаемой поршнем в ходе расширения, и отрицательной работы, затраченной на сжатие воздушного заряда. Снижение последней составляющей приводит к увеличению суммарной работы за цикл. На практике работа сжатия может быть снижена путем замены политропного сжатия на сжатие с отводом теплоты от воздушного заряда [2]. Наиболее удобным способом охлаждения заряда в ходе сжатия является распыливание воды в рабочем цилиндре непосредственно перед или в ходе процесса сжатия. В этом случае теплота воздушного заряда расходуется на фазовый переход воды из жидкого состояния в парообразное. Такой метод применим в большей или меньшей степени во всех двигателях с искровым зажиганием (однако наиболее подходящими являются газовые двигатели), а также в твердотопливных поршневых двигателях со слоевым сжиганием топлива [3]. Интересно отметить, что на предпочтительность такого сжатия указывал еще Р. Дизель [4]. Но, именно развитие дизельных двигателей, у которых решающим фактором работоспособности является достижение высокой температуры в конце сжатия (T_c), надолго отодвинуло использование охлаждаемого сжатия в ДВС.

2. Цель исследования

Для оценки перспективности использования охлаждаемого сжатия была предпринята попытка смоделировать процесс сжатия двухфазовой газожидкостной смеси и исследовать основные закономерности его протекания, установить влияние различных факторов на эффективность процесса охлаждения заряда.

3. Решение проблемы

В качестве объекта моделирования был выбран одноцилиндровый четырехтактный двигатель JS-1 фирмы Купер-Бессемер с размерностью рабочего цилиндра D/S=33,02/40,6 (1ЧН 33/40). Такой выбор в значительной степени обусловлен тем, что этот двигатель использовался фирмой как исследовательская машина, по которой имеются параметры рабочих процессов при работе на газовом, дизельном топливах (ГТ и ДТ соответственно) и водоугольной суспензии [5]. Основные геометрические характеристики двигателя, используемые при моделировании, приведены в табл. 1. Двигатель был оснащен системой наддува с внешним приводом и системой подогрева воздуха на входе, что позволяло в широких пределах изменять параметры входящего воздуха.

Таблица 1. Геометрические характеристики двигателя JS-1

Рабочий объем	34,767	∂M^3
Полный объем	38,427	∂M^3
Объем камеры сгорания	3,660	∂M^3
Действительная степень сжатия	10,026	
Доля потерянного хода на орга-		
ны газообмена	0,049	

Полный объем (с учетом потери		
части хода на газообмен)	36,71	∂M^3

При моделировании были приняты следующие допущения:

- рабочим телом, поступающим в двигатель, является сухой воздух;
- учитывая, что скорость испарения в значительной степени зависит от качества распыливания воды предполагалось, что эта скорость будет достаточной для того, чтобы вода, впрыснутая в продолжение 1° поворота кривошипа, нагрелась до температуры воздушного заряда или полностью испарилась;
- принимая во внимание, что при снижении средней температуры процесса интенсивность теплообмена между стенками цилиндра и зарядом будет снижаться, данный вид теплообмена не учитывался.

Весь процесс сжатия был представлен в виде дискретных отрезков, соответствующих углу поворота кривошипа на 1°. Для каждого дискретного отрезка вычислялись: количество теплоты, отводимой от заряда на нагрев и испарение воды; изменение теплоемкости заряда; изменения масс жидкой и газообразной фаз заряда; изменение газовой постоянной смеси; температура и давление в рабочем цилиндре.

Основные зависимости, связанные с теплообменом между жидкой и газовой фазой, а также с фазовым переходом воды, были получены путем аппроксимации табличных данных состояния воды и водяного пара [6]. Также были использованы классические уравнения термодинамики и теории ДВС.

Стадии процесса охлаждаемого сжатия. Анализ показал, что на характер протекания процесса охлаждаемого сжатия оказывают влияния такие факторы, как количество распыляемой воды, время начала и продолжительность распыления воды в рабочем цилиндре.

Для примера рассмотрим наиболее общий случай, когда вода впрыскивается в рабочий цилиндр в угловой промежуток от 1° после НМТ и до закрытия впускного клапана (23° после НМТ). При этом температура воздуха, поступающего в цилиндр из компрессора, выше температуры насыщения водяного пара для заданного давления наддува. В этом случае равные порции более холодного водяного аэрозоля, попадая в среду воздушного заряда, начинают интенсивно нагреваться и испаряться, отбирая теплоту воздуха и снижая его температуру (линия 1 на рис.1) и давление (промежуток a на рис.1). Вновь поступающие порции аэрозоля снижают температуру заряда до тех пор, пока она не окажется ниже температуры насыщения (линия 2 на рис.1). Испарение воды прекращается, что приводит к завершению первой стадии процесса.

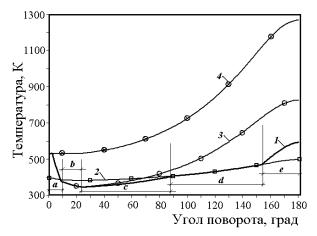


Рис. 1. Изменение температуры в процессе охлаждаемого сжатия:

1 – охлаждаемое сжатие;

2 – линия насыщения;

3 – сжатие с начальными параметрами заряда на момент закрытия впускного клапана;

4 – сжатие с начальными параметрами воздушного заряда без охлаждения

Полная теплота парообразования на рассматриваемом промежутке для каждого дискретного участка определялась из выражения для интервала температур 373...473 К:

 $\lambda = 2189,802+1,302 T$

где T— средняя температура заряда на дискретном участке.

В дальнейшем испарение воды прекращается и каждая последующая порция аэрозоля отводит от заряда теплоту, затрачиваемую на нагрев воды. Поскольку теплота нагрева примерно в 5 раз ниже полной теплоты парообразования, интенсивность охлаждения заряда резко снижается (участок b на линии 1).

После закрытия впускного клапана (23° после НМТ) в цилиндре начинается процесс сжатия. При этом температура смеси воздушного заряда с водяным аэрозолем возрастает. Это приводит к поглощению водой еще некоторого количества теплоты за счет возникающей разности температур между газовой и жидкой фазами. Этот процесс продолжается, пока температура в цилиндре не достигнет температуры насыщения (участок c на кривой 1). Средняя температура заряда на заданном участке определялась из условия равенства количества теплоты, отведенной от газа и подведенной к воде:

$$T_i = \frac{(m_{i_{\text{sap}}} c_{v_{\text{sap}}} \varepsilon_i^{\ k-1} + m_{i_{\text{BoX}}} c_{\text{BOX}}) T_{i-1}}{(m_{i_{\text{sap}}} c_{v_{\text{sap}}} + m_{i_{\text{BOX}}} c_{\text{BOX}})} \ ,$$

где $m_{i_{\text{зар}}}$, $c_{v_{\text{зар}}}$ — масса и объемная теплоемкость газовой фазы на рассматриваемом дискретном участке;

 $m_{i_{\text{вод}}},\ c_{\text{вод}}$ — масса и теплоемкость жидкой фазы на дискретном участке;

 ε_i – текущее значение степени сжатия;

k – показатель адиабаты сжатия;

 T_{i-1} — средняя температура заряда на предыдущем дискретном участке.

При достижении зарядом температуры насыщения начинается интенсивное испарение водяного аэрозоля со значительным отводом теплоты на фазовый переход. В результате этого кривая температуры в цилиндре практически совпадает с кривой темпе-

ратуры насыщения (участок d на кривой 1). В процессе испарения жидкой фазы происходят изменения массы газовой составляющей заряда, теплоемкости газопаровой смеси, совершается внешняя работа парообразования, которая в модели учитывается изменением газовой постоянной смеси.

После испарения всего аэрозоля начинается процесс сжатия однофазной парогазовой смеси, что соответствует участку е на кривой 1 (рис.1). Этот участок характеризуется довольно значительным нарастанием температуры в рабочем цилиндре. Очевидно, что, при выборе количества впрыскиваемой воды, необходимо стремиться свести данный этап сжатия к минимуму. При этом условии затраты работы на сжатие будут минимально возможными. Иными словами, количество подаваемого аэрозоля должно быть таким, чтобы его полное испарение совпадало с концом сжатия. Влияние количества распыляемой воды на изменение температуры в ходе процесса сжатия приведено на рис. 2.

Из трехмерного графика видно, что увеличение количества впрыскиваемой воды приводит к значительному перераспределению стадий процесса сжатия между собой, вплоть до полного исчезновения сжатия однофазной смеси. Это ведет к резкому уменьшению температуры T_c и давления p_c в конце сжатия и снижению работы, затрачиваемой на осуществление процесса. Более подробно основные закономерности процесса будут рассмотрены далее.

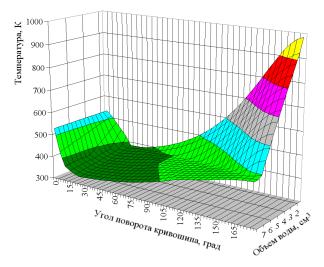


Рис. 2. Изменение температуры в процессе сжатия в зависимости от количества впрыснутой воды

Основные закономерности, характеризующие процесс охлаждаемого сжатия. На рис. 3 показаны основные расчетные закономерности процесса сжатия двухфазовой смеси в цилиндре поршневого двигателя, представленные как функция количества воды, впрыснутой в цилиндр.

Угол окончания испарения ($\varsigma_{\text{исп}}$) характеризует угловой промежуток, по истечении которого вся впрыснутая вода перейдет в парообразное состояние. В связи с тем, что на различных этапах сжатия преобладают различные механизмы теплообмена между газовой и жидкой фазами, данная зависимость носит нелинейный характер. Оптимальным можно считать такой угол окончания испарения, который совпадал бы с углом подачи искры у газового двигателя или с началом движения вытеснителя у твердотопливного. Моделирование процесса показало, что взаимная связь всех этапов охлаждаемого сжатия затрудняет процесс выбора оптимального количества воды, подаваемой в цилиндр. Так, при увеличении количества впрыскиваемой воды будет происходить более значительное снижение температуры на участке b, в результате чего процесс испарения аэрозоля начнется позже, и, следовательно, к концу сжатия вся вода испариться не успеет. Так, например, для случая,

показанного на рис. 1, впрыск воды в объеме 7,1 см³ (линия 1 на рис. 2) приведет к тому, что процесс испарения закончится практически в ВМТ (линия 2), а вся вода, впрыснутая в цилиндр, испарится. Если этого не произойдет, то в заряде останется водяной аэрозоль, который способен отрицательно повлиять на процесс воспламенения и сгорания топлива.

Количество испарившейся воды ($m_{\rm исп}$), при оговоренных допущениях, сначала возрастает практически прямопропорционально количеству впрыснутой воды. Далее, в силу причин, изложенных выше, после достижения некоторого максимума, количество испарившейся воды начнет сокращаться.

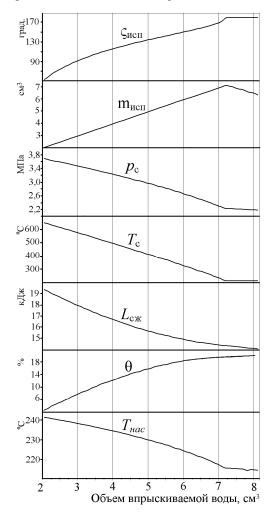


Рис. 3. Основные закономерности изменения параметров процесса охлаждаемого сжатии в зависимости от количества воды, распыленной в цилиндре

Давление и температура в конце процесса сжатия (p_c и T_c соответственно), по мере увеличения количества впрыскиваемой воды, значительно снижаются. Для рассматриваемых условий, при увеличении количества впрыскиваемой воды с 2 до 8 см³, давление в конце сжатия снижается с 3,7 до 2,18 МПа, а температуры с 651 до 214°C (5,1 МПа и 971°C для политропного процесса). Следует отметить, что до тех пор, пока не достигнут оптимальный угол испарения, температура и давление в цилиндре снижаются довольно интенсивно, практически прямопропорционально к количеству впрыснутой воды, а далее снижение резко замедляется.

Работа, затрачиваемая на сжатие $(L_{\rm cw})$, являясь функцией давления в рабочем цилиндре, также снижается, повторяя практически те же стадии, что и давление, однако, в менее ярко выраженной форме, так как является еще и функцией перемещения поршня.

Снижение затрат работы на охлаждаемое сжатие (0) позволяет сравнить процесс охлаждаемого сжатия с политропным процессом. Снижение затрат в рассматриваемом диапазоне изменения подачи воды составило 2,55...20,2%. Приведенная на рис. 2 зависимость строилась исходя из условия, что параметры рабочего тела в цилиндре на момент начала сжатия были одинаковыми (кривая 3 на рис. 1). То есть, затраты работы на процесс политропного и охлаждаемого сжатия учитывались с момента закрытия впускного клапана. Если принимать во внимание разницу во входных условиях, то снижение затрат на сжатие будет еще большим.

Температура насыщения ($T_{нас}$), то есть – температура, выше которой при заданном давлении начинается процесс фазового перехода воды в водяной пар. В процессе сжатия эта температура не остается постоянной, рост давления в цилиндре приводит к увеличению температуры насыщения, однако интенсивность ее возрастания остается сравнительно не-

большой (кривая 2 на рис. 1). С увеличением количества впрыскиваемой воды давление в цилиндре снижается, что приводит к снижению максимальной температуры насыщения и способствует интенсификации процесса испарения.

Способы подачи воды в цилиндр. Можно выделить два основных способа подачи воды в цилиндр:

-распылением в потоке воздуха во впускном тракте двигателя, при заполнении рабочего цилиндра;

-распылением в процессе всего сжатия непосредственно в рабочем цилиндре в количествах, необходимых для компенсации роста температуры заряда.

Первый способ технически более прост в реализации: впрыск воды на стадии наполнения способствует охлаждению поступающего в цилиндр заряда и увеличению его плотности. В этом случае применение непосредственного охлаждения позволяет полностью отказаться от промежуточного охладителя воздуха. Однако, при такой организации охлаждения, в течение большей части процесса сжатия, в цилиндре будет присутствовать жидкая фаза. При этом некоторая часть капель воды может оседать на стенках гильзы цилиндра, нарушая режим смазки поршневых колец и вызывая коррозию деталей ЦПГ. Положительным моментом можно считать то, что капли воды, испаряясь с поверхности деталей, будут снижать их теплонапряженность.

При втором способе впрыск воды в цилиндр должен производиться под достаточно высоким давлением, превышающем давление в цилиндре. Кроме того, необходима достаточно точная дозировка подачи воды, что делает этот способ более сложным в реализации. Моделирование охлаждения заряда путем впрыска воды в процессе сжатия показало отсутствие каких-либо термодинамических преимуществ перед впрыском воды в процессе наполнения цилин-

дра. Кроме того, такой способ охлаждения приводит к увеличению расхода воды.

Влияние охлаждения заряда путем распыливания воды на рабочий процесс в двигателе требует специального исследования, так как остаются не выясненными ряд вопросов. В частности, для двигателей с принудительным зажиганием, неизвестно, как скажется на работе свечей зажигания повышенное содержание водяных паров в цилиндре. Также недостаточно исследован механизм влияния паров воды на процесс воспламенения и сгорания топлива. Имеющийся опыт использования водотопливных эмульсий и водоугольных суспензий позволяет предположить, что водяные пары в условиях сгорания, характерных для ДВС, оказывают каталитическое влияние на реакции сгорания топлива, что приводит к увеличению их скорости и полноты выгорания топлива [7, 8]. Аналогичное действие паров воды отмечается и при сжигании твердых топлив.

Снижение температуры и давления в конце сжатия позволит существенно снизить тепловую и механическую напряженность двигателя, практически без снижения его мощности, или повысить мощность при заданном уровне максимальной температуры и давления [2].

Выволы

- 1. Охлаждение заряда путем распыливания воды позволяет снизить более, чем в два раза максимальную температуру и давление в конце процесса сжатия и более чем на 20% уменьшить затраты работы на сжатие.
- 2. Процесс охлаждаемого сжатия является многостадийным, его эффективность, в значительной степени, зависит от соотношения различных фаз.
- 3. Наиболее оптимальной формой организации процесса сжатия является впрыск воды в период заполнения рабочего цилиндра воздухом.

4. Использование охлаждаемого сжатия является существенным резервом совершенствования рабочих процессов газовых и твердотопливных двигателей со слоевым сжиганием топлива.

Список литературы:

1. Кирилин В.А., Сычев В.В., Шейндлин А.Е. Техническая термодинамика. — М.: «Энергия», 1968. — С. 85-94. 2. Белоусов Е.В. Охлаждаемое сжатие в твердотопливных поршневых двигателях со слоевым сжиганием топлива. Сб. науч. трудов НУК им. адм. Макарова. — Николаев: НУК, 2005.— № 3 (403) С. 69-77. 3. Белоусов Е.В. Создание и совершенствование твердотопливных поршневых двигателей внутреннего сгорания. — Херсон: ОАО ХГТ, 2006. — 451 с. 4. Гюльднер Г. Двигатели внутреннего сгорания их ра-

бота, конструкция и проектирование: в 2-х T − T.2. − M.: «МАКИЗ», 1928. − C. 797-817. 5. Cooper-Bessemer coal-fueled engine system—progress report / Rao A.K., Wilson R.P., Balles E.N., Mayvlle R.A., McMillian M.H., Kimberley J.A. // «ASME Transactions — Journal of Engineering for Gas Turbines and Power», Vol. 110, N2 3. -1988. -P. 498-506. 6. Puвкин C.J., Aлександров A.A. Tenлофизические свойства воды и водяного пара. -M.: «Энергия», 1980. -424 c. 7. Xилько C.J., Tитов E.B. Kоллоидные композиции как экологически чистые виды топлив // Экотехнологии и ресурсосбережение. -2001. -N2 6. -C. 12-15. 8. Бернитейн E.B., Γ ладков O.A. Yменьшение вредных выбросов дизелей при их стендовых испытаниях: Oбзор. -M.: UНИИ TЭИтяжсмаш, 1989. -28 c.

УДК 621.436-224.7

С.А. Алёхин, канд. техн. наук, В.А. Опалев, инж., П.Я. Перерва, канд. техн. наук

УЛУЧШЕНИЕ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВПУСКНЫХ ОКОН В ДВУХТАКТНОМ ДИЗЕЛЕ С ПРОТИВОПОЛОЖНО ДВИЖУЩИМИСЯ ПОРШНЯМИ ТИПА 6ТД

В двухтактных двигателях внутреннего сгорания конфигурация и размеры впускных окон, создающих направленное движение воздушного заряда в цилиндре, во многом определяют эффективность очистки и наполнения цилиндра, а также эффективность процесса смесеобразования и сгорания. Анализ публикаций показывает, что возможности улучшения газодинамических характеристик впускных окон еще не реализованы в полной мере [1]. При этом в большинстве случаев улучшение характеристик может быть обеспечено без существенных изменений конструкции гильзы цилиндра.

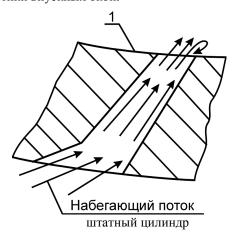
В Казенном предприятии "Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению" (КП ХКБД) разработаны двухтактные дизели с противоположно движущимися поршнями, которые имеют довольно высокий уровень совершенства рабочего процесса, что во многом обеспечивается впускными окнами, имеющими изменяющийся по высоте окна тангенциальный угол наклона боковых стенок окон для одной модификации дизелей 0...40°, для другой модификации - 0...42°.

Увеличение угла наклона боковых стенок окон свыше 42^0 при принятом исполнении винтообразных

впускных окон приводит к существенному уменьшению эффективного проходного сечения впускных окон из-за технологических ограничений [2]. Поэтому в ХКБД были проведены работы по изысканию резервов по дальнейшему улучшению газодинамических характеристик впускных окон без существенных изменений их конфигурации и размеров.

Разработан цилиндр, в котором только в боковых стенках окон со стороны сбегающего потока воздуха на внутренней поверхности цилиндра выполнены скосы (схематическое изображение выполненных скосов показано на рис. 1).

В штатном цилиндре улучшение гидравлического сопротивления впускных окон достигнуто путём организации плавного входа воздуха в окна за счет выполнения скосов на наружной поверхности цилиндра только на стенках окон со стороны набегающего потока воздуха. Воздух обтекает стенку со скосом без отрыва на входе благодаря эффекту Коонда, приводящего к тому, что пограничный слой вдоль такой стенки как бы прижимается к ее поверхности, улучшая тем самым газодинамические характеристики впускных окон.



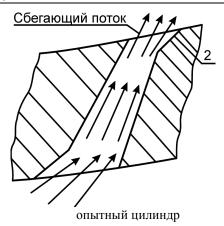


Рис. 1. Схематическое изображение выполнения скосов на боковых стенках впускных окон: 1 - зеркало цилиндра; 2 - скос на внутренней стороне цилиндра

В опытном цилиндре такой же эффект достигнут за счёт выполнения дополнительных скосов на внутренней поверхности цилиндра (со стороны зеркала цилиндра) только на стенках окон со стороны сбегающего потока воздуха. В таком цилиндре плавный выход воздуха из впускных окон цилиндра приводит к более благоприятным полям осевых и тангенциальных скоростей воздуха, что должно положительно сказываться на протекании процессов газообмена и смесеобразования.

Цилиндры с тангенциальным углом наклона боковых стенок впускных окон 0...42⁰ с дополнительными скосами и без скосов были исследованы на стенде статической продувки ХКБД по методике, изложенной в работе [3]. В результате испытаний было получено поле среднеинтегральной тангенциальной (рис. 2) и среднеинтегральной осевой (рис. 3) скорости воздуха за все время впуска в сечении форсуночного пояса по радиусу цилиндра для впускных окон со скосами (сплошная линия) и без скосов (пунктирная линия).

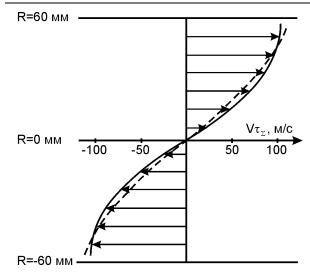


Рис. 2. Поле среднеинтегральной тангенциальной скорости в сечении форсуночного пояса цилиндров с углом закрутки окон $0...42^{0}$:

- со скосами (опытный цилиндр);
- без скосов (штатный цилиндр).

Как видно из рис. 2 при наличии дополнительных скосов на боковой стороне впускных окон на периферийном радиусе цилиндра R = 54 мм тангенциальная скорость воздуха уменьшилась на ~ 4%, а на срединном радиусе R = 30 мм тангенциальная скорость увеличилась на ~ 10%. В данном случае, в целом, суммарная закрутка воздуха увеличивается незначительно, однако увеличение закрутки происходит за счёт внутренних слоев воздушного заряда, что должно обеспечивать меньшие потери на трение о стенки цилиндра вращающейся массы воздуха при сжатии заряда. Это позволит иметь большую тангенциальную скорость воздушного заряда в камере сгорания в конце такта сжатия в цилиндре с впускными окнами со скосами, по сравнению с цилиндром с впускными окнами без скосов.

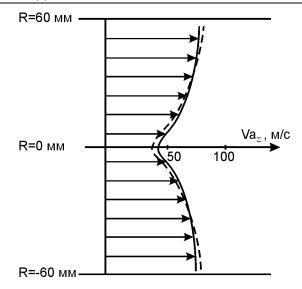


Рис. 3. Поле среднеинтегральной осевой скорости в сечении форсуночного пояса цилиндров с углом закрутки окон $0...42^{0}$:

- со скосами (опытный цилиндр);
- без скосов (штатный цилиндр)

При наличии скосов уменьшается осевая скорость воздуха на периферии цилиндра и увеличивается в центре (рис. 3), т.е. происходит улучшение равномерности осевой скорости по радиусу цилиндра по сравнению с впускными окнами без скосов. Улучшение равномерности средней осевой скорости по радиусу цилиндра способствует лучшей очистке цилиндра от отработавших газов.

Из изложенного выше следует, что применение дополнительных скосов на боковых стенках впускных окон на внутренней стороне цилиндра приводит к незначительному росту суммарной закрутки воздушного заряда при впуске и к существенному улучшению распределения тангенциальной и осевой скорости воздушного заряда по радиусу цилиндра, что должно улучшить качество процессов газообмена и смесеобразования.

Аналогичные скосы на боковых стенках впускных окон были выполнены у цилиндра с тангенциальным углом наклона окон $0...40^{0}$. В результате испытаний данного цилиндра на одноцилиндровом двухтактном двигателе было получено во всем диа-

пазоне нагрузки снижение удельного эффективного расхода топлива g_e и температуры выпускных газов t_r , соответственно на 2...6 г/э.л.с.ч и 10...20 0 С, по сравнению с цилиндром с впускными окнами без скосов. При этом расход воздуха через цилиндры со скосами и без скосов на окнах практически не изменился.

Очевидно, улучшение параметров двигателя в данном случае связано с более качественным смесеобразованием вследствие повышения интенсивности закрутки воздушного заряда в камере сгорания и улучшения очистки цилиндра от отработавших газов.

Таким образом, рекомендуется провести испытания на одноцилиндровом дизеле на различных режимах опытного цилиндра с тангенциальным углом наклона боковых стенок окон 0...42° и с дополнительными скосами на боковых стенках впускных окон со стороны зеркала цилиндра.

Список литературы:

1. Алёхин С.А. Улучшение экономических показате-

лей тепловозной модификации дизеля 6ТД путем совершенствования гидравлических характеристик впускных окон цилиндра. Авиационно-космическая техника и технология. - Харьков ,Нац. аэрокосм. ун-"ХАИ", 2003. - Вып. 42/7. - С.51-53 . 2. Рязанцев Н.К., Алёхин С.А., Перерва П.Я., Бородин Ю.С., Бородин Д.Ю. Улучшение процесса газообмена двухтактного транспортного дизельного двигателя 6ДH12/2×12 за счёт совершенствования конфигурации и размеров впускных окон цилиндров. Информационные технологии: наука, техника, технология, образование, здоровье. Сб. науч. тр. - Харьков: ХГПУ, 1998, Вып. 6 Ч.2.- С.93-96. З. Алёхин С.А., Опалев В.А., Перерва П.Я. Исследование на статической модели движения заряда в цилиндрах двухтактных дизелей с противоположно движущимися поршнями типа 6ТД. Авиационно-космическая техника и технология. - 2004. - Вып. 8 (16). - С.59-62.

УДК 621.43.052

С.А. Алёхин, канд. техн. наук, Ю.А. Анимов, канд. техн. наук, Е.Н. Овчаров, инж.

ИССЛЕДОВАНИЯ ПО РАСШИРЕНИЮ ДИАПАЗОНА БЕССРЫВНОЙ РАБОТЫ ЛОПАТОЧНОГО ДИФФУЗОРА ВЫСОКОНАПОРНОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

Введение

Известно, что в высоконапорном центробежном компрессоре (ЦБК) диапазон характеристик по расходу воздуха ($\Delta \overline{G}_{\kappa} = \frac{G_{\max} - G_{nomn}}{G_{nomn}}$ при $M_{\rm u2} = {\rm const}$) определяется диапазоном бессрывной работы его

лопаточного диффузора. Решающими для оценки взаимодействия двух основных элементов ЦБК – рабочего колеса и лопаточного диффузора – являются процессы течения потока и энергообмена в безлопаточном кольцевом пространстве между ними. Здесь взаимодействуют между собой пульсации по-

тока на выходе из колеса и неравномерное поле давления, обусловленное встречным влиянием лопаточного венца диффузора. Трудно поддающееся расчетному исследованию это взаимодействие оказывает большое влияние на дальнейшее преобразование скорости течения в давление и, в конечном счете, на характеристики ЦБК.

На выходе из рабочего колеса всегда имеет место неравномерная структура потока как по окружности, так и в меридиональном сечении, обусловленная различными факторами – диффузорностью межлопаточного канала колеса, образованием в нем осевого вихря, кромочными следами, неравномерностью потока на входе в колесо при применении, например, коленообразного воздухозаборного патрубка, наличием торцевого зазора между лопатками колеса и обтекателем и др. Чем выше напорность компрессора и, соответственно, уровень скоростей течения, тем заметнее проявление этих факторов, тем больше их влияние на величину потерь в компрессорной ступени. При относительно небольшой протяженности безлопаточного участка диффузора, характеризуемой отношением $\overline{D}_3 = D_3 \, / \, D_2$, поток не успевает приобрести однородную структуру на входе в лопаточный венец диффузора, вследствие чего сокращается диапазон бессрывного течения в лопаточном диффузоре с изменением расхода воздуха через компрессор.

Очевидно, что уменьшая неравномерность потока на входе в диффузор, можно получить более высокий КПД компрессора на расчетном и нерасчетном режимах работы при относительно малых величинах \overline{D}_3 , обеспечивая тем самым и меньшие диаметральные размеры ЦБК.

1. Формулирование проблемы

Публикации многих авторов, а также исследования компрессоров наддува двухтактных транспортных дизелей типа 6ТД показывают, что воздей-

ствуя на структуру потока в безлопаточном участке диффузора, можно значительно улучшить характеристику ЦБК. Так, например, исследованиями [1] установлено, что только при уменьшении кромочных следов на выходе из колеса за счет утонения выходных кромок лопаток путем выполнения скоса на нерабочей стороне лопатки достигнуто увеличение КПД компрессора с $\overline{D}_3 = 1,082$ на 2,5%, а диапазон характеристик по расходу воздуха увеличился на 16%. Также значительно улучшается протекание характеристик компрессора при применении многоярусного рабочего колеса [2].

Исследования [1, 3, 4 и др.] показывают, что на входе в лопаточный диффузор помимо окружной имеет место и меридиональная неравномерность поля скоростей, обусловленная, в основном, образованием пограничного слоя на стенках, ограничивающих безлопаточную часть. И одним из резервов увеличения КПД и диапазона характеристик высоконапорного ЦБК, работающего с высокими условными числами Маха М_{и2}, является выравнивание меридионального профиля поля скоростей на входе в лопаточный венец диффузора.

Эта задача довольно эффективно может быть решена, например, применением комбинированного безлопаточного диффузора, состоящего из вращающейся и неподвижной частей [3,5]. Исследования [1] ЦБК дизеля 6ТД-1 с комбинированной безлопаточной частью диффузора, образованной продолжением диска полуоткрытого рабочего колеса, показали достаточно высокую эффективность такого конструктивного решения. По сравнению с традиционной (неподвижной) безлопаточной частью диффузора комбинированная позволила повысить КПД компрессора при условном числе Маха $M_{u2}=1,16$ на 2%, а $\Delta \overline{G}_{\kappa}$ - на 15%. Но применение комбинированной безлопаточной части диффузора с вращающейся одной [1] или двумя (при закрытом рабочем колесе

[3]) стенками в высоконапорном ЦБК приводит к снижению прочности колеса. Поэтому необходимо изыскивать другие, не влияющие на надежность компрессора способы уменьшения меридиональной неравномерности течения на входе в диффузор.

2. Исследования по решению проблемы

Наши исследования [6] и исследования других авторов [7] показывают, что для высоконапорных ЦБК достаточно простым и практически не затрачивающим надежность компрессора способом выравнивания меридионального профиля потока на входе в лопаточный диффузор представляется уменьшение соотношения осевых размеров диффузора в₃ и колеса в₂, т.е. в₃/в₂.

В практике компрессоростроения существуют различные подходы к выбору рациональной величины B_3/B_2 . Для компрессоров наддува дизелей, которые обычно выполняются с полуоткрытыми рабочими колесами и $\beta_{2\pi} = 90^{\circ}$, принимаемая величина B_3/B_2 , по данным [8], равна 0,9...1,0.

С.П. Лившиц [9] отмечает, что при расчете параметров течения воздуха в безлопаточной части диффузора с ${\rm B_3/B_2} > 1,0$ необходимо введением специального коэффициента $K_{\alpha} > 1,0$ учитывать неоднородность потока и неравномерность заполнения канала активным потоком, а при ${\rm B_3/B_2} = 1,0$ величина этого коэффициента равна 1,0. Т.е. в этом случае предполагается равномерность поля скоростей по высоте лопатки диффузора на входе в него.

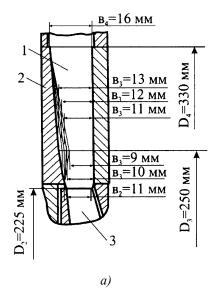
Однако, как показали исследования [6] компрессора дизеля 5ДН12/2х12 с различными вариантами лопаточного диффузора, отличающимися лишь величиной в $_3$ (рис. 1a), выполнение в $_3$ /в $_2$ менее 1,0 сопровождается, например, при M_{u2} = 1,195 повышением показателей компрессора - π_{κ} , η_{κ} и $\Delta \overline{G}_{\kappa}$ (рис. 1б), что свидетельствует об улучшении струк-

туры потока в безлопаточной части диффузора.

Как видно из рис. 16, с уменьшением отношения B_3/B_2 от 1,18 до 0,909 граница запирания диффузора изменяется незначительно, т.е. в этом диапазоне отношений B_3/B_2 площадь "живого" сечения потока меньше геометрической площади горловины канала диффузора, и лишь при дальнейшем уменьшении B_3/B_2 ниже 0,909 граница запирания диффузора начинает заметно смещаться в сторону меньших расходов воздуха.

Граница же помпажа компрессора смещается в сторону меньших расходов при каждом вариантном уменьшении ${\rm B_3/B_2}$, что обуславливает увеличение диапазона характеристик $\Delta \overline{G}_{\kappa}$. Так, при уменьшении ${\rm B_3/B_2}$ от 1,18 до 0,818 величина $\Delta \overline{G}_{\kappa}$ увеличилась почти в два раза. Одновременно с этим максимальные значения КПД и степени повышения давления возросли на 5% и 6% соответственно.

Рис. 1б показывает также, что при меньшей величине M_{u2} =0,962 наблюдается значительно меньшее изменение η_{κ} , π_{κ} и $\Delta \overline{G}_{\kappa}$ с изменением $\mathbf{B}_{3}/\mathbf{B}_{2}$ в указанных выше пределах. Т.е. для компрессоров с таким уровнем M_{u2} и менее, изменение величины $\mathbf{B}_{3}/\mathbf{B}_{2}$ может быть использовано, в основном, только как инструмент согласования их характеристик с гидравлической характеристикой сети, в данном случае - дизеля.



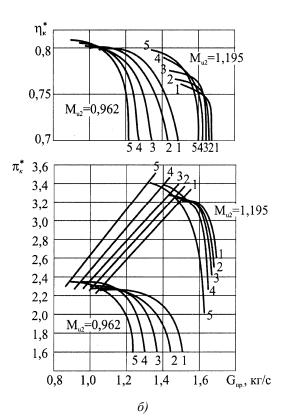


Рис. 1. Исследования компрессора дизеля 5ДH12/2×12 с двухъярусным рабочим колесом: а - варианты диффузора (1 - лопаточный диффузор; 2 - диск конический; 3 - рабочее колесо); б - характеристики компрессора с различной величиной в₃/в₂ (1 - 1,18; 2 - 1,091; 3 - 1,0; 4 - 0,909; 5 - 0,818)

Подробно течение в безлопаточной части лопа-

точного диффузора высоконапорного ЦБК (π_{κ} =3,4 при M_{u2} =1,22) исследовано в работе [7] измерением давления и углов потока с помощью лазерного двухфокусного метода. Результаты этих исследований показывают, что у передней стенки безлопаточной части диффузора со стороны открытых концов лопаток полуоткрытого рабочего колеса при B_3/B_2 =0,912 и \overline{D}_3 = 1,15 поток сильно заторможен. При угле потока в ядре около 20^0 угол потока у передней стенки равен $3...10^0$. При уменьшении B_3/B_2 до 0,827 наблюдается выравниванием профиля скоростей, угол потока на передней стенке увеличивается до $11...18^0$, а КПД компрессора возрастает при этом на 2% и достигает 0,8.

Итак, исследования [6] и [7] показывают, что у высоконапорного ЦБК выравнивание меридионального профиля поля скоростей на входе в лопаточный диффузор происходит при отношениях в₃/в₂, меньших по сравнению с рекомендуемыми в [8] величинах в₃/в₂=0,9...1,0. Чем выше напор, создаваемый компрессором, тем больше меридиональная неравномерность течения в безлопаточной части диффузора, тем, очевидно, при меньшей величине в₃/в₂ происходит энергизация пристенных слоев воздуха, способствующая выравниванию профиля скоростей.

Подтверждением этому служат исследования высоконапорного ЦБК (π_{κ} =4,1) дизеля 3ТД-4 с еще меньшими по сравнению с предыдущими примерами величинами B_3/B_2 , которые получены дообработкой лопаточного диффузора по схеме рис. 1а. У этого компрессора с трехъярусным рабочим колесом [2] величина \overline{D}_3 такая же, как у рассмотренного выше компрессора дизеля 5ДН12/2х12.

Характеристики компрессора дизеля 3ТД-4 с ${\rm B_3/B_2=}0.85;~0.8$ и 0,73, изображенные на рис. 2, показывают, что на высоком скоростном режиме (${\rm M_{u2}=}1.292$) уменьшение ${\rm B_3/B_2}$ от 0,85 до 0,8 приводит к незначительному изменению положения границы

запирания диффузора, в то время, как граница помпажа компрессора сместилась в сторону меньших расходов воздуха почти пропорционально уменьшению вз. Это обусловило увеличение диапазона характеристик компрессора $\overline{\Delta}G_{\nu}$ от 0,15 до 0,29, т.е. почти в два раза. Дальнейшее уменьшение в₃/в₂ от 0,8 до 0,73 приводит к смещению всей характеристики компрессора влево и уже к незначительному увеличение $\overline{\Delta}G_{\mbox{\tiny κ}}$ - до 0,31. Рост же $\pi_{\mbox{\tiny κ}\,{
m max}}$ и $\eta_{\mbox{\tiny κ}\,{
m max}}$ происходит, как показывают графики, при каждом вариантном уменьшении отношения в₃/в₂. Суммарное относительное увеличение $\eta_{\kappa \, max}$ при уменьшении B_3/B_2 от 0,85 до 0,73 составило почти 4%. С уменьшением окружной скорости колеса эффект от уменьшения B_3/B_2 снижается и при M_{u2} =0,994 уменьшение в₃/в₂ приводит лишь к смещению характеристики компрессора в сторону меньших расходов воздуха (рис.2) без какого-либо существенного изменения $\pi_{\kappa \max}$, $\eta_{\kappa \max}$ и ΔG_{κ} .

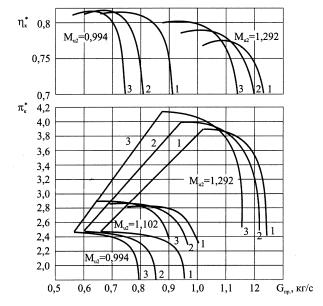


Рис. 2. Характеристики компрессора 3TД-4 с трёхъярусным рабочим колесом и различной величиной $6_3/6_2$: 1 - 0.85; 2 - 0.8; 3 - 0.73.

В таблице 1 приведены отдельные конструктивные и газодинамические параметры некоторых компрессоров наддува двухтактных транспортных дизелей разработки КП ХКБД в последовательности их создания. У компрессора дизеля 5ТДФ, освоенного в серийном производстве в 1965 году, величина в₃/в₂ равнялась 1,143. С созданием новых дизелей с более высоким уровнем форсирования по среднему эффективному давлению за счет повышения давления наддува в их ЦБК стали применяться многоярусные рабочие колеса и уменьшенные величины в₃/в₂, что обеспечило получение высокого КПД и широкодиапазонной характеристики компрессора при высоких значениях π_{κ} . Так, у упомянутого в вышеприведенных экспериментальных исследованиях компрессора дизеля ЗТД-4 с в₃/в₂=0,73 диапазон характеристик $\overline{\Delta}G_{\kappa}$ при $\pi_{\kappa \max} = 4.15$ и $\eta_{\kappa \max} = 0.8$ достигает 0,31, что более чем в два раза превышает данные в работе [10] по обобщению характеристик многих ЦБК.

Таблица 1. Конструктивные и газодинамические параметры высоконапорных одноступенчатых ЦБК двухтактных транспортных дизелей

			Диз	вель		
Параметр	5ТДФ	6ТД-1	6ДН 14 / 2×14	5ТДФМ	3ТД-3	3ТД-4

Тип рабочего колеса $c \beta_{2n} = 90^0$	одноярусное	двухъярус- ное	трехъярусное	двухъярус- ное	двухъярус- ное	трехъярусное
$\overline{D}_3 = D_3 / D_2$	1,111	1,083	1,08	1,083	1,122	1,114
$\overline{e}_2 = e_2 / D_2$	0,0467	0,047	0,0544	0,045	0,0366	0,034
ϵ_3/ϵ_2	1,143	1,048	0,965	0,944	0,837	0,733
M_{u2}	1,115	1,21	1,215	1,21	1,192	1,291
$\pi_{\kappa \max} / \eta_{\kappa \max}$	2,75 / 0,8	3,35 / 0,8	3,45 / 0,8	3,35 / 0,8	3,35 / 0,8	4,15 / 0,8
$\overline{\Delta}G_{\kappa}$	0,38	0,21	0,28	0,26	0,3	0,31

Заключение

Приведенные выше исследования показывают, что в высоконапорных ЦБК (π_{κ} > 3,0) с радиальнолопаточными колесами ($\beta_{2\pi}$ = 90°) для обеспечения широкого диапазона характеристик компрессора по расходу воздуха целесообразно выполнять $_{3}$ / $_{82}$ < 0,9.

Список литературы:

1. Влияние конструкции выходных элементов рабочего колеса на характеристики центробежного компрессора / Анимов Ю.А., Петренко Ю.Г., Рязанцев Н.К., Столяренко Ю.Д., Шапошников В.А. // Энергомашиностроение. – 1977. - №4. – С.12-14. 2. Рязанцев Н.К., Анимов Ю.А. Центробежные компрессоры с широкодиапазонной характеристикой для наддува двухтактных транспортных двигателей // Вестник нац.техн.ун-та "ХПИ": Сб. научн.тр. C.70-77. *2001*. Вып.26. Харьков, 3. Журавлев Ю.И., Ревзин Ю.С. Результаты испытаний вращающихся диффузоров центробежных нагнетателей // Энергомашиностроение. – 1971. -№9. - C.41-42. 4. Иноуэ, Кампсти. Экспериментальное исследование потока, выходящего из центробежного рабочего колеса в безлопаточный и лопаточный диффузоры // Энергетические машины и установки: Пер. с англ. – 1984. – Журн. США. - №2. - C.80-93. 5. Manfred Jachu. Radial-Verdichter mit umlanfendem Diffusor // Chemiker – Zeitung. – 1970. – 94. - №21. - s.s. 843-847. 6. Анимов Ю.А., Мальцев А.Н., Фрадкин Б.В. Влияние формы меридионального сечения диффузора на характеристики центробежного компрессора // Двигатели внутреннего сгорания. -М.: НИИИНФОРМТЯЖМАШ, 1974. - №1. - С.17-21. 7. Untersuchung über die Wechselwirkung zwischen Laufrad und Diffusor in Radialverdichtern / Rautenberg M., Stein W., Teipel J., Wiedermann A. // MTZ. - 1988. -№6. - s.s. 247-253. 8. Турбокомпрессоры для наддува дизелей: Справочник / Байков Б.П., Бордуков В.Т., Иванов П.В., Дейч Р.С. – Л.: Машиностроение, 1975. – 200 с. 9. Лившиц С.П. Аэродинамика центробежных компрессорных машин.- М.-Л.: Машиностроение, 1966. – 340 с. 10. Кочетов Л.В. Проектирование центробежного компрессора на заданный запас устойчивой работы / В сб.: Исследование, конструирование и расчет тепловых двигателей внутреннего сгорания. – М.: НАМИ, 1985. – С.81-87.

УДК 621.43

Ф.И. Абрамчук, д-р техн. наук, Д.И. Тимченко, инж.

УЛУЧШЕНИЕ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ И ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ВЫСОКООБОРОТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ МАЛОЙ МОЩНОСТИ ПУТЕМ ИЗМЕНЕНИЯ УСЛОВИЙ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ

ВВЕДЕНИЕ

ДВС, В ЧАСТНОСТИ ВЫСОКООБОРОТНЫЕ ДИЗЕЛИ МАЛОЙ МОШНОСТИ. БЛАГОДАРЯ СВОИМ ВЫСОКИМ ПОТРЕБИТЕЛЬСКИМ КАЧЕСТВАМ ПОЛУЧИЛИ ШИРОКОЕ РАСПРОСТРАНЕНИЕ, А НА ТРАНСПОРТЕ И В СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОМ КОМПЛЕКСЕ ЯВЛЯЮТСЯ ОСНОВНЫМИ СИЛОВЫМИ АГРЕГАТАМИ МАШИН. ОДНОВРЕМЕННО ИХ ПРИМЕНЕНИЕ ШИРОКОЕ ПРИВЕЛО ПОЯВЛЕНИЮ РЯДА ПРОБЛЕМ, ВЫЗВАННЫХ ИСТОШЕНИЕМ МИРОВЫХ ПРИРОДНЫХ ЗАПАСОВ НЕФТИ И ГАЗА, А СЛЕДОВАТЕЛЬНО И РОСТОМ ЦЕН НА МОТОРНЫЕ ТОПЛИВА, ЗАГРЯЗНЕНИЕМ ВРЕДНЫМИ ВЕЩЕСТВАМИ И ШУМОМ ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ, ВЛИЯНИЕМ ДВС НА ГЛОБАЛЬНОЕ ПОТЕПЛЕНИЕ В ПРИРОДЕ И ДР. ЕДИНОГО ПОДХОДА К ПУТИ УСТРАНЕНИЯ ИЛИ УМЕНЬШЕНИЯ ВЛИЯНИЯ ЭТИХ И ДР. НЕДОСТАТКОВ ДВС НЕТ, А ОСНОВНОЕ ВНИМАНИЕ РАЗРАБОТЧИКОВ И ЭКСПЛУАТАЦИОННИКОВ ДВС СОСРЕДОТОЧЕНО HA ПОВЫШЕНИИ ИХ ЭКОНОМИЧНОСТИ И ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ БЕЗОПАСНОСТИ, В ПЕРВУЮ ОЧЕРЕДЬ, ЗА СЧЕТ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ РАБОЧЕГО ЦИКЛА.

ИЗ ЭТОГО ВЫТЕКАЕТ АКТУАЛЬНОСТЬ ДАННОГО ИССЛЕДОВАНИЯ, ОСНОВНОЙ ЦЕЛЬЮ КОТОРОГО БЫЛО ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАИБОЛЕЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ НАПРАВЛЕНИЙ ИЗМЕНЕНИЯ УСЛОВИЙ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ, ДЛЯ УЛУЧШЕНИЯ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ И ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОТЫ ВЫСОКООБОРОТНЫХ

АВТОТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЕЙ МАЛОЙ МОЩНОСТИ (НА ПРИМЕРЕ СМД-900).

1. ФОРМУЛИРОВАНИЕ ПРОБЛЕМЫ

СМЕСЕОБРАЗОВАНИЕ ЯВЛЯЕТСЯ ОДНИМ ИЗ ОСНОВНЫХ ПРОЦЕССОВ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИХ ЭФФЕКТИВНОСТЬ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ДИЗЕЛЯ, НА ПРОТЕКАНИЕ ЕГО ВЛИЯЕТ КОМПЛЕКС КОНСТРУКТИВНЫХ И РЕГУЛИРОВОЧНЫХ ПАРАМЕТРОВ. ЗАЧАСТУЮ ЭТО ВЛИЯНИЕ НЕ ОДНОЗНАЧНО ИЛИ ДАЖЕ ПРОТИВОРЕЧИВО. ПОЭТОМУ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ, А СЛЕДОВАТЕЛЬНО ДОСТИЖЕНИЯ ВЫСОКИХ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ И ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОТЫ ДИЗЕЛЕЙ НЕОБХОДИМО В КАЖДОМ КОНКРЕТНОМ СЛУЧАЕ ОПТИМИЗИРОВАТЬ ЭТИ ПАРАМЕТРЫ, ОБЕСПЕЧИВАЯ, ТАКИМ ОБРАЗОМ. НАИЛУЧШИЕ УСЛОВИЯ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ.

ЕДИНОГО ПОДХОДА К ВЫБОРУ НАПРАВЛЕНИЙ ОПТИМИЗАЦИИ ПАРАМЕТРОВ ИЗ-ЗА **МНОГООБРАЗИЯ** КОНСТРУКТИВНЫХ РЕШЕНИЙ В ДИЗЕЛЯХ И ОСУЩЕСТВЛЕНИЯ РАБОЧЕГО СПОСОБАХ ЦИКЛА. ПОЭТОМУ, КАК ПРАВИЛО ЭТИ \mathbf{C} ЗАДАЧА РЕШАЕТСЯ **УЧЕТОМ** КОНСТРУКТИВНЫХ ОСОБЕННОСТЕЙ КАЖДОГО ТИПА ДВИГАТЕЛЕЙ.

В ДАННОЙ РАБОТЕ РАССМАТРИВАЕТСЯ ТАКОЕ РЕШЕНИЕ ДЛЯ ВЫСОКООБОРОТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ МАЛОЙ МОЩНОСТИ, В КОТОРЫХ ЭТИ ПРОБЛЕМЫ РЕШАЮТСЯ ОСОБЕННО СЛОЖНО.

2. ПУТИ РЕШЕНИЯ ПРОБЛЕМЫ

РАЗРАБОТАНЫ КОМПЛЕКСНЫЙ РАСЧЕТНЫЙ МЕТОД ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОЧЕГО ЦИКЛА В ВЫСОКООБОРОТНЫХ ДИЗЕЛЯХ МАЛОЙ МОЩНОСТИ С ОБЪЕМНО-ПЛЕНОЧНЫМ СПОСОБОМ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ В ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ КАМЕРЕ СГОРАНИЯ В ПОРШНЕ И ЕГО МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ДЛЯ РЕАЛИЗАЦИИ НА ЭВМ. ЭТИМ МЕТОДОМ ПРОВЕДЕНО ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ В ДИЗЕЛЕ СМД-900 (2V 8,2/8,8), РЕЗУЛЬТАТЫ КОТОРОГО ДОПОЛНЕНЫ ДАННЫМИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ. ОПРЕДЕЛЕНЫ ПАРАМЕТРЫ дизеля, ОКАЗЫВАЮЩИЕ НАИБОЛЬШЕЕ ВЛИЯНИЕ НА ПРОЦЕСС СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ В НЕМ И УСТАНОВЛЕНЫ ДОПУСТИМЫЕ ПРЕДЕЛЫ ИХ ИЗМЕНЕНИЯ.

HA ОСНОВАНИИ ИССЛЕДОВАНИЯ СФОРМУЛИРОВАНЫ РЕКОМЕНДАЦИИ РАЗРАБОТЧИКАМ ДИЗЕЛЯ ПО ДАЛЬНЕЙШЕМУ УЛУЧШЕНИЮ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ЕГО РАБОТЫ, ПУТЕМ изменения УСЛОВИЙ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ 3A СЧЕТ ОПТИМИЗАЦИИ КОНСТРУКТИВНЫХ И РЕГУЛИРОВОЧНЫХ ПАРАМЕТРОВ.

3. ОСОБЕННОСТИ РАЗРАБОТАННОГО КОМПЛЕКСНОГО МЕТОЛА

МЕТОД БАЗИРУЕТСЯ НА МОДЕРНИЗИРОВАННОЙ ЦИФРОВОЙ РАСЧЕТНОЙ МОДЕЛИ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ПРОФ. МАЦА 3.3. [1], ДОПОЛНЕННОЙ РЯДОМ ДРУГИХ МЕТОДИК (КАМФЕРА Г.М. [2], ТОЛСТОВА А.И. [3], ЛЫШЕВСКОГО А.С. [4], РАЗЛЕЙЦЕВА И.Ф. [5], ТИМЧЕНКО И.И. И ДР.).

В ОСНОВУ МЕТОДА ПОЛОЖЕНЫ ПОКАЗАТЕЛИ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЕ В ДИЗЕЛЯХ ТИПА, И УСТАНОВЛЕНЫ АНАЛИТИЧЕСКИЕ СВЯЗИ ИХ С ОДНОЙ СТОРОНЫ С ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИМИ ПОКАЗАТЕЛЯМИ РАБОТЫ ДИЗЕЛЯ, А С ДРУГОЙ - С ОСНОВНЫМИ КОНСТРУКТИВНЫМИ И РЕГУЛИРОВОЧНЫМИ ЕΓО ПАРАМЕТРАМИ, ЧТО позволило. ИЗМЕНЯЯ ПОСЛЕДНИЕ, ЧЕРЕЗ ПОКАЗАТЕЛИ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ ВОЗДЕЙСТВОВАТЬ НА ПЕРВЫЕ.

БЛОК - СХЕМА ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ДИЗЕЛЯ ДАННЫМ МЕТОДОМ ПРИВЕДЕНА НА РИС. 1.

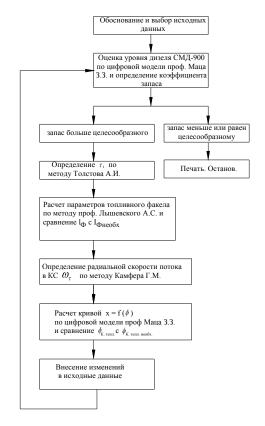


РИС. 1. БЛОК СХЕМА ИССЛЕДОВАНИЯ

4. РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

ВИДНО, ЧТО НАИБОЛЬШЕЕ ВЛИЯНИЕ НА ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ ДИЗЕЛЯ ОКАЗЫВАЮТ (В ПОРЯДКЕ УДЕЛЬНОГО ВЕСА ЭТОГО

пленочности, $\overline{\delta_{n}}$; ВЛИЯНИЯ): ДОЛЯ РАЦИОНАЛЬНОСТЬ РАЗМЕЩЕНИЯ ФАКЕЛОВ РАСПЫЛЕННОГО ТОПЛИВА В ОБЪЕМЕ КС, $\overline{h_{ro}}$; ЭФФЕКТИВНОЕ ПРОХОДНОЕ СЕЧЕНИЕ РАСПЫЛИВАЮЩИХ ОТВЕРСТИЙ ФОРСУНКИ, $\sum \mu F_P$; ВНУТРЕННИЙ ДИАМЕТР НАГНЕТАТЕЛЬНОГО ТОПЛИВО ПРОВОДА, $D_{T,B,\Pi}$; ДАВЛЕНИЕ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОЙ **ЗАТЯЖКИ** ПРУЖИНЫ ИГЛЫ ФОРСУНКИ, $P_{\phi H}$. ТАК, ПРИ ИЗМЕНЕНИИ ШТАТНОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ФОРМЫ КС ДИЗЕЛЯ 2V 8,2/8,8 НА ВАРИАНТЕ С КАРМАНАМИ В ЗОНАХ ВСТРЕЧИ КОРОТКИХ ФАКЕЛОВ РАСПЫЛЕНОГО ТОПЛИВА СО СТЕНКОЙ КС $\overline{\delta}_{nn}$ УМЕНЬШИЛАСЬ НА 30%, ЧТО ПРИВЕЛО К СНИЖЕНИЮ GE C 240 ДО 225,2 Г/КВТ-Ч, Т.Е. НА 6,3%, А ДЫМНОСТЬ ОГ, К НА 7,3%. ПРИ ИЗМЕНЕНИИ $\sum \mu F_P$ (ПРИ ЧИСЛЕ РАСПЫЛИВАЮЩИХ ОТВЕРСТИЙ РАВНЫМ 3) С 0,10 ДО 0,13 MM², Т.Е. НА 26%, А $\overline{h_{\tau\phi}}$ С 5 ДО 8 ММ, Т.Е. НА 46% СООТВЕТСТВЕННО GE И К В ПЕРВОМ СЛУЧАЕ УВЕЛИЧИВАЛИСЬ НА 4,4 И 4,5%, ВО-ВТОРОМ, НА 4,8 И 2,2%. РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ПОЗВОЛИЛИ 3A ИЗМЕНЕНИЯ УСЛОВИЙ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ В ДИЗЕЛЕ СМД-900 (2V 8,2/8,8) УЛУЧШИТЬ ЕГО ЭКОНОМИЧНОСТЬ HA НОМИНАЛЬНОМ РЕЖИМЕ РАБОТЫ НА 6,5 Г/КВТ-Ч, Т.Е. НА 8,1 %, И СНИЗИТЬ ДЫМНОСТЬ ОГ НА 6,3 ЕДИНИЦЫ, Т.Е. НА 5,2 %. УЧИТЫВАЯ, ЧТО ДЛЯ ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ, КАКИМ ЯВЛЯЕТСЯ СМД-900, ВАЖНА СРЕДНЕЭКСПЛУАТАЦИОННАЯ ЭКОНОМИЧНОСТЬ ЕГО G_{E} ЭКСПЛ, В РАБОТЕ ПРОИЗВЕДЕНА ОЦЕНКА ЕЕ, В УСЛОВИЯХ РАБОТ ДИЗЕЛЯ НА САМОХОДНОМ ШАССИ Т-16.

ОЦЕНКА ВЕЛИЧИНЫ G_{E} _{ЭКСПЛ}, ВЫПОЛНЕННАЯ ПО ЗАВИСИМОСТИ:

$$g_{e_{c_{p.sec.}}} = K_n \frac{\sum_{j=1}^{n} N_{e_j} g_{e_j} \tau_j}{\sum_{i=1}^{n} N_{e_j} \tau_j}, \qquad (1)$$

ДЕ K_N – КОЭФФИЦИЕНТ, УЧИТЫВАЮЩИЙ ПЕРЕРАСХОД ТОПЛИВА НА ПЕРЕХОДНЫХ РЕЖИМАХ.

ПОКАЗАЛО, ЧТО ЗНАЧЕНИЕ G_{E} ЭКСПЛ УЛУЧШИЛАСЬ НА 4,48%, А ДЫМНОСТЬ СНИЗИЛАСЬ НА 4,2%, ЧТО СУЩЕСТВЕННО.

ПОЛЕ ТИПИЗИРОВАННЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ САМОХОДНОГО ШАССИ Т-16 ПРЕДСТАВЛЕНО В ТАБЛИЦЕ 1.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

ПРЕДСТАВЛЕННАЯ МЕТОДИКА И РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ПОЗВОЛЯЮТ ЕЩЕ НА СТАДИИ РАЗРАБОТКИ МОДЕРНИЗАЦИИ ОДНОКАМЕРНЫХ ДИЗЕЛЕЙ ОПТИМИЗИРОВАТЬ ИХ КОНСТРУКТИВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ УСЛОВИЯ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ, ОБЕСПЕЧИВАЮЩИЕ УСТАНОВЛЕННЫЕ ТРЕБОВАНИЯ ПО ЭКОНОМИЧНОСТИ И ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ ЧИСТОТЕ.

ТАБЛИЦА 1. ПОЛЕ ТИПИЗИРОВАННЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ

	900	1300	1700	2100	2500	300 0
0				_		
20		П.	X.	X.	1 2,66 278,4 2,29	2 2,8 293 0,25
40		3 2,1 267,3 1,00	4 3,99 248,5 4,74	5 4,9 239,2 6,16	6 5,32 238 2,34	7 5,6 250, 5 0,25

60	8 3,05 270, 3 1,19	9 4,48 254,4 1,5	10 5,98 228,2 3,09	11 7,47 219,7 3,87	12 7,9 218,5 2,02	13 8,4 230 1,18
80	14 4,06 244, 4 2,07	15 5,97 221,9 3,87	16 7,98 206,3 7,2	17 9,96 198,6 7,73	18 10,6 197,6 9,07	19 11,2 208 1,44
100	20 5,08 266, 7 0,84	21 7,52 242,2 1,34	22 9,98 225,2 7,65	23 12,45 216,8 18,26	24 13,25 215,7 9,27	25 14 227 1,2
Σ (%)	4,1	7,76	22,68	36,04	25,00	4,42

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Тимченко И.И., Мац 3.3. Концептуальные вопросы разработки метода оптимизации показа-

телей работы автотракторных дизелей. Вестник XГАДТУ, вып. 1, 1995. — с. 31 — 32. 2. Камфер Г.М. Научные основы эффективного применения топлив различного состава в автотракторных дизелях. Автореферат докт. диссертации, М., 2004. 3. Толстов А.И. Индикаторный период запаздывания воспламенения и динамика цикла быстроходного дизеля с воспламенением от сжатия. /Тр. НИЛДа №1, 1955. — с 5 - 55. 4. Лышевский А.С. Распыливание топлива в судовых дизелях. — Л.: Судостроение, 1971. — 248 с. 5.Разлейцев Н.Ф. Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях. Монография. Харьков; Выща школа, ХГУ, - 1982. — 169 с.

УДК 612.43.013

А.А. Хандримайлов, инж., В.Г. Солодов, д-р техн. наук

СТРУКТУРА ТЕЧЕНИЯ ВОЗДУШНОГО ЗАРЯДА В ЦИЛИНДРЕ ДИЗЕЛЯ НА ТАКТЕ ВПУСКА И СЖАТИЯ

Введение

Процесс объемно-пленочного смесеобразования в дизельных двигателях с полуразделенными камерами сгорания осуществляется за счет организации вихревого движения воздушного заряда. Одной из важных задач при разработке двигателя является определение характеристик газового потока в камере сгорания в момент впрыска топлива для согласования с параметрами топливной аппаратуры. Перспективным методом исследования характеристик потока в цилиндре и камере сгорания дизеля является численное моделирование процессов наполнения и сжатия, которое позволяет получать решения газодинамических задач в областях сложной геометрии, визуализировать структуру течения, получать количественную оценку характеристик потока.

1. Постановка задачи

Задачей данной работы являлось численное моделирование нестационарного трехмерного вязкого газового течения во впускных каналах, цилиндре и камере сгорания на такте впуска и сжатия. Основная цель - исследование газодинамических характеристик воздушного заряда в камере сгорания дизельного двигателя, разрабатываемого Харьковским конструкторским бюро двигателестроения [1, 2]. При этом в работе изучались следующие вопросы: формирование впускными каналами тангенциального движения воздушного заряда в цилиндре относительно его оси; согласование результатов нестационарного расчета с данными статических продувок и расчетов рабочего процесса; исследование структуры газового потока в камере сгорания в конце такта сжатия и процесса ее формирования.

2. Объект исследования

В данной работе исследовалась одноцилиндровая модель двигателя, включающая два двухфунк-

циональных впускных канала, работающие впускные клапаны, область цилиндра и камеру сгорания в подвижном поршне (рис. 1).

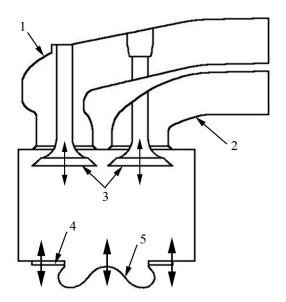


Рис. 1. Объект численного исследования:

- 1 впускной винтовой канал;
- 2 впускной тангенциальный канал;
- 3 работающие впускные клапаны;
- 4 выемки под клапаны в днище поршня;
- 5 камера сгорания в подвижном поршне

Вопросы конфигурации впускных каналов, их аэродинамического исследования и доводки, рассмотрены в работах [1, 2].

3. Численная модель исследования

Описание сеточной модели, численный анализ и обработка результатов выполнены с использованием программного комплекса MTFS® [3].

Солвер использует неявную разностную схему [4] 2-го порядка точности по времени, 3-го порядка по пространственным координатам. Расчет развития процесса обеспечивается дуальным интегрированием по времени. Турбулентные эффекты описаны с помощью модифицированной дифференциальной модели турбулентности Спаларта-Аллмараса с поправками для вращающихся течений[4]. Твердые стенки предполагались адиабатическими, на них задавалось

условие прилипания и равенство нулю эффективной вихревой вязкости.

Принципиальная конфигурация сеточной модели, метод деформирования сетки, а также описание законов движения впускных клапанов и поршня рассмотрены в работе [4].

Результаты тестирования солвера в стационарной и нестационарной постановках представлены в работах [4, 5].

В качестве начальных условий для расчета задавались полные давление и температура в расчетной области модели, соответствующие результатам аналитического расчета рабочего процесса. На входной границе впускных каналов давление и температура торможения оставались постоянными. Их значения соответствовали осредненным параметрам во впускном коллекторе, которые определялись аналитически. В работе не рассматривался период перекрытия клапанов и не учитывалось газодинамическое влияние предыдущего цикла работы двигателя. Расчеты проводились без учета теплообмена воздушного заряда со стенками модели.

Мощность сеточной модели при положении поршня в верхней мертвой точке составляла ~ 400 тыс. ячеек, и увеличивалась по мере движения поршня к нижней мертвой точке. Сетка являлась гексаэдральной (рис. 2) с организацией сгущения вблизи твердых границ расчетной области. Размер минимальной ячейки пограничного слоя ~ 0.01 мм.

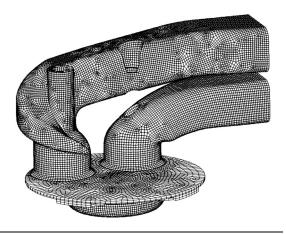


Рис. 2. Исходная сеточная модель

ностью задания начальных условий для численного расчета.

4. Результаты расчета

4.1. Такт впуска

На рис. 3 представлен график изменения расхода в клапанных щелях в процессе наполнения. Экспериментальные данные получены методом статической продувки впускных каналов для различных подъемов клапанов при соответствующем перепаде давления.

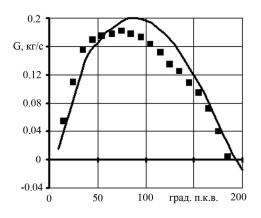


Рис. 3. График изменения расхода в клапанных щелях в процессе наполнения (■ – экспериментальное исследование на статических моделях; — – численный расчет)

Различия экспериментальных данных и результатов расчета вызваны, предположительно, некоторыми геометрическими отличиями впускных каналов численной модели и экспериментальной установки, возникшими из-за технологических особенностей создания каналов.

На рис. 4 представлены графики осредненного полного давления в цилиндре на такте впуска, построенные по результатам численного моделирования и данным расчета рабочего процесса.

Различие графиков полного давления на начальном участке такта впуска объясняется погреш-

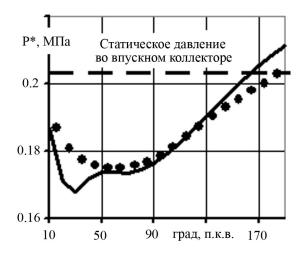


Рис. 4. График осредненного полного давления в цилиндре на такте впуска (● – расчет рабочего процесса; — – численный расчет)

Взаимодействие потоков, истекающих из щели тангенциального и винтового каналов, между собой и со стенкой цилиндра приводит к образованию сложной структуры внутрицилиндрового течения. Течение в клапанной щели впускных каналов можно разделить на положительные, отрицательные и нейтральные зоны, которые отличаются влиянием на процесс вихреобразования в цилиндре. Для рассматриваемой конфигурации головки блока цилиндров распределение таких зон представлено на рис. 5 (вид модели сверху).

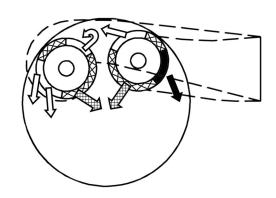


Рис. 5. Распределение зон течения воздуха в клапанных щелях(— положительная зона;

тральная зона;

отрицательная зона)

Границы представленных зон течения в клапанной щели на протяжении процесса наполнения изменяются незначительно. В клапанной щели тангенциального канала расположена одна положительная зона истечения воздуха, которая участвует в образовании тангенциальной закрутки заряда в цилиндре. Там же расположена отрицательная зона, участвующая в генерировании противоположно направленного вихря, который в значительной мере снижает величину внутрицилиндровой закрутки заряда. Течение в одной из двух положительных зон винтового канала взаимодействует с потоком из тангенциального канала и изменяет свое направление, за счет чего данная зона отнесена к положительным. Наибольшую площадь клапанной щели занимают зоны, которые не оказывают существенного влияния на закрутку заряда, а участвуют только в наполнении цилиндра. Одни из них образуются вследствие соударения противоположно направленных потоков из клапанных щелей каналов, другие - при взаимодействии потока со стенкой цилиндра.

На такте впуска воздушный заряд, имеющий максимальные тангенциальные скорости располагается у стенки цилиндра и разделяется на два участка: первый находится около крышки головки цилиндров, второй — у днища поршня.

В камере сгорания на такте впуска не создается определенной структуры течения. Величина тангенциальной скорости заряда в камере сгорания на порядок меньше максимальной в цилиндре.

4.2. Такт сжатия

На рис. 6 представлены данные об осредненном полном давлении в цилиндре на такте сжатия.

В начале и середине такта сжатия заряд с максимальной величиной тангенциальной скорости сосредоточен у стенки цилиндра. Такое распределение заряда вызвано направлением истечения воздуха из клапанных щелей впускных каналов и силами инер-

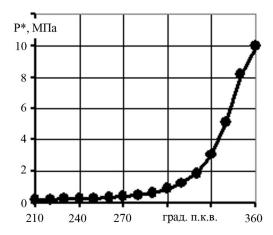


Рис. 6. График осредненного полного давления в цилиндре на такте сжатия (● – расчет рабочего процесса; — – численный расчет).

Графики изменения осредненных по массе компонент скорости в цилиндре на такте сжатия

представлены на рис. 7 (
$$v_{j \text{ отн}} = \frac{\sum_{i=1}^{N} v_{ji} \cdot m_{i} \left/ \sum_{i=1}^{N} m_{i}}{v_{\text{max}}} \right)$$
,

где j — индекс компоненты скорости, i — номер ячейки).

Величина осредненной осевой скорости пропорциональна скорости движения поршня. Величина осредненной радиальной скорости заряда на начальном участке такта сжатия равна нулю из-за отсутствия преимущественного направления радиального течения. По мере приближения поршня к ВМТ заряд начиняет вытесняться из надпоршневого пространства в объем камеры сгорания, при этом величина осредненной радиальной скорости начинает возрастать.

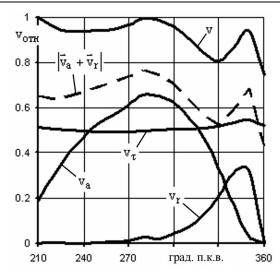


Рис. 7. Графики изменения осредненных компонент скорости в цилиндре на такте сжатия:

v – полная скорость;

 v_{a} – осевая компонента скорости;

 v_r — радиальная компонента скорости;

 v_{τ} – тангенциальная компонента скорости;

 $\left| \vec{v}_a + \vec{v}_r \right| -$ модуль векторной суммы осевой и радиальной компонент скорости

Наиболее интенсивно процесс вытеснения происходит на участке от 320° до 350°. Таким образом, заряд с наибольшей тангенциальной скоростью, находящийся у стенки цилиндра, вначале сжимается поршнем, а затем вытесняется в объем камеры сгорания. Рассматриваемый этап такта сжатия (от 320° до ВМТ) является определяющим в формировании структуры движения заряда в объеме камеры сгорания. Процесс вытеснении заряда из надпоршневого пространства в силу геометрической формы камеры сгорания сопровождается формированием тороидального вихря. Об интенсивности движения заряда в радиально-осевых плоскостях камеры сгорания в конце такта сжатия можно судить по величине модуля векторной суммы радиальной и осевой компонент скорости (рис. 7). К концу такта сжатия заряд с максимальными тангенциальными скоростями располагается в верхней части объема камеры сгорания. В

области у стенок и на дне камеры сгорания тангенциальная скорость заряда приближается к нулю.

На рис. 8 представлена характерная структура распределения тангенциальной скорости в камере сгорания для 355° п.к.в. в одном из радиально-осевых сечений.

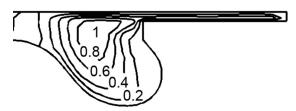


Рис. 8. Контуры тангенциальной скорости в ради-

ально-осевой плоскости камеры сгорания
$$(\frac{v_{\tau}}{v_{\tau \max}})$$

Представленная структура распределения тангенциальной скорости характерна для всех радиально-осевых сечений, однако неравномерность по величине в окружном направлении для данной модели достигает ~ 30%.

На рис. 9 представлена характерная структура тороидального вихря в камере сгорания в виде векторов скорости для 355° п.к.в. в одном из радиальноосевых сечений.

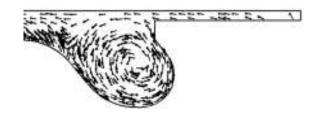


Рис. 9. Поле векторов скорости равной длины в радиально-осевой плоскости камеры сгорания

Величина радиально-осевой скорости в области у стенок и дне камеры сгорания, в среднем, превышает значения тангенциальной скорости в 3 раза.

Заключение

Представлены результаты численного моделирования нестационарного течения газа во впускных

каналах, цилиндре и камере сгорания дизеля на такте впуска и сжатия. Проведено сопоставление результатов расчета с экспериментальными данными и результатами аналитических расчетов. Полученные результаты могут быть использованы для согласования с параметрами топливной аппаратуры.

Авторы выражают благодарность к.т.н. Грицюку А. В., инж. Опалеву В. А. за полезные обсуждения.

Список литературы:

1. Расчетное и экспериментальное исследование газодинамических характеристик впускного тракта и цилиндра дизеля 1ДТНА2 / В.Г. Солодов, Ю.В. Стародубцев, А.А. Хандримайлов, А.В. Грицюк, В.А. Опалев // Автомобильный транспорт: Сб. науч. тр. – *Харьков: Изд-во ХНАДУ.* – 2005. – *Вып. 16.* – *С.* 253-256. 2. Исследование газодинамических характеристик впускных каналов дизеля при его разработке / А.В. Грицюк, С.А. Алехин, В.А. Опалев, В.Г. Солодов, А.А. Хандримайлов // Тр. 10 междунар. науч.-практической конф. «Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей». – Владимир: ВлГУ. – 2005. – С. 113-124. 3. Солодов В.Г., Стародубцев Ю.В. Научноприкладной программный комплекс MTFS® для расчета трехмерных вязких турбулентных течений жидкостей и газов в областях произвольной формы. Сертификат гос. регистрации авт. прав, УГААСП, №5921, 16.07.2002. 4. Хандримайлов А.А. Численное моделирование нестационарного газового течения при наполнении цилиндра ДВС // Вестник ХНАДУ: Сб. науч. тр. – Харьков: Изд-во ХНАДУ. – 2005. – Вып. 29. – С. 209-212. 5. Хандримайлов А.А. Исследование структуры газового потока в щели впускного клапана ДВС // Вестник ХНАДУ: Сб. науч. тр. -Харьков: Изд-во ХНАДУ. – 2004. – Вып. 26. – С. 28– 31.

УДК 66.045.1:621.438

Ганжа А.Н., канд. техн. наук, Марченко Н.А., канд. техн. наук

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ В ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЕ ГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ

Введение. Для повышения эффективности использования топлива и регенерации теплоты в цикле газотурбинных установок (ГТУ) применяются теплообменные аппараты регенераторывоздухоподогреватели. С их использованием уменьшается тепловая нагрузка на окружающую среду, и снижаются выбросы вредных отработавших газов. Тепловая эффективность воздухоподогревателей в установке определяется безразмерным температурным параметром – степенью регенерации σ или Р. С повышением степени регенерации однозначно увеличивается КПД газотурбинных установок. Однако при этом значительно возрастает необходимая поверхность теплообмена в воздухоподогревателе, либо нужно увеличивать интенсивность теплопередачи, что приводит к росту стоимости теплообменника. На КПД установки также влияет и аэродинамическое сопротивление, которое вносит теплообменник в тракт двигателя. На преодоление сопротивления по воздуху расходуется часть полезной мощности, которую создает турбина, а сопротивления по тракту выхлопа уменьшают полезную мощность турбины.

Постановка задачи. В процессе разработки газотурбинных установок необходимая степень регенерации в цикле назначается исходя из оптимизационных расчетов цикла установки и возможности создания теплообменных аппаратов, которые будут ее обеспечивать. Далее в процессе эксплуатации эффективность теплообменных аппаратов (степень регенерации), как правило, снижается вследствие возникающих отложений и загрязнений на поверхности, нарушения герметичности и технологии изготовления и эксплуатации аппарата. При этом увеличивается и аэродинамическое сопротивление, которое вно-

сит теплообменник в тракт установки. На снижение эффективности воздухоподогревателей влияют и режимы работы газотурбинных установок, которые в основном отличаются от расчетных или номинальных. Все эти факторы приводят к снижению ресурса работы теплообменных аппаратов и установок в целом. Поэтому моделирование процессов, происходящих в воздухоподогревателях, с учетом вышеперечисленных факторов является актуальной задачей.

Решение. Воздухоподогреватели газотурбинных установок имеют различную конструкцию и компоновку. Теплообменники могут быть трубчатыми, трубчато-ребристыми, пластинчатыми, пластинчато-ребристыми, профильными и пр. Основное требование для воздухоподогревателей транспортных газотурбинных установок - это обеспечение заданной эффективности при высокой компактности и минимальных массе и габаритах. В стационарных газотурбинных установках широко используются кожухотрубчатые теплообменники с перекрестным током теплоносителей, которые компонуются из гладких или высокоэффективных оребренных труб. Такие теплообменники имеют низкую компактность, большие массу и габариты, но обладают меньшим аэродинамическим сопротивлением по сравнению с другими.

Принято, что интенсивность обмена теплотой между теплоносителями в таких аппаратах определяется коэффициентом теплопередачи K, $Bt/(M^2 \cdot {}^{\circ}C)$. Однако плотность потока теплоты в каждой точке поверхности теплообмена зависит не только от коэффициента K, но и от локальной разности температур теплоносителей (горячих отработавших газов и воздуха после компрессора). При этом сред-

няя разность температур теплоносителей в теплообменнике будет отличаться от общепринятой среднелогарифмической. Коэффициент передачи теплоты и свойства теплоносителей будут различны в каждой точке поверхности. На этот фактор будут оказывать влияние локальные загрязнения поверхности и технологические факторы изготовления аппарата. Более корректно отражает интенсивность обмена теплотой в теплообменнике или элементе его поверхности безразмерный параметр — число единиц переноса теплоты NTU_2 [1–5]:

$$NTU_2 = \frac{K \cdot F}{c_{p_{\text{H}}} \cdot G_{\text{H}}}, \tag{1}$$

ГДЕ "Н" И "Г" – ИНДЕКСЫ: "Н" –

НАГРЕВАЕМЫЙ ТЕПЛОНОСИТЕЛЬ, ГРЕЮЩИЙ ТЕПЛОНОСИТЕЛЬ; Г -ПЛОЩАДЬ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ В ТЕПЛООБМЕННИКЕ ИЛИ ЭЛЕМЕНТЕ ПОВЕРХНОСТИ; C_P И G – **УДЕЛЬНАЯ** МАССОВАЯ ИЗОБАРНАЯ ТЕПЛОЕМКОСТЬ И МАССОВЫЙ РАСХОД ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ.

Разработаны математическая модель, методики и алгоритмы для исследования процессов в перекрестноточных воздухоподогревателях ГТУ. Обобщенная схема движения теплоносителей и компоновки аппарата — многоходовая с противоточным включением секций (см. рис. 1).

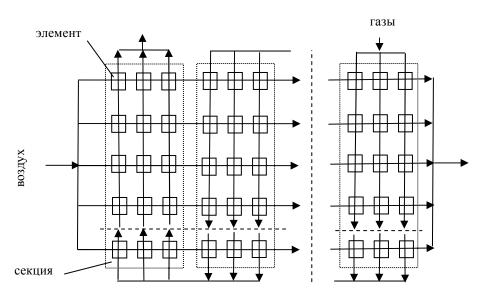


Рис. 1. Расчетная схема теплообменника

В трубчатых и трубчато-ребристых аппаратах воздух, который движется внутри труб, перемешивается в пределах одного ряда труб, между секциями перемешивание отсутствует. Горячие газы перемешиваются при движении между ребрами, если трубы оребренные, или в пределах степени турбулентного перемешивания при обтекании неоребренных труб, а также в промежуточных перепускных коробах между секциями. Таким образом, как воздух, так и горячие газы движутся отдельными струя-

ми, число которых конечное. Элементами, из которых скомпонован теплообменник, является простейшая схема однократного перекрестного тока с полным перемешиванием обоих теплоносителей по ходу. Эффективность каждого элемента из рис. 1 и температуры теплоносителей на выходе из элементов будут выражаться так [1–3]:

$$P_{3} = \frac{1}{\frac{1}{1 - e^{-NTU_{23}}} + \frac{R_{3}}{1 - e^{-R_{3} \cdot NTU_{23}}} - \frac{1}{NTU_{23}}}, (2)$$

$$t_{_{\mathbf{H}_{2}}_{9}} = t_{_{\mathbf{H}_{1}}_{9}} + P_{_{9}} \left(t_{_{\Gamma_{1}}_{9}} - t_{_{\mathbf{H}_{1}}_{9}} \right); \tag{3}$$

$$t_{r_{2,2}} = t_{r_{1,2}} - P_{3}R_{3}\left(t_{r_{1,2}} - t_{H_{1,2}}\right),\tag{4}$$

ГДЕ "Э"— ИНДЕКС, ОБОЗНАЧАЮЩИЙ, ЧТО ПАРАМЕТРЫ ОПРЕДЕЛЯЮТСЯ В ЭЛЕМЕНТЕ; "1", "2" — ИНДЕКСЫ, "1" — ВХОД, "2" — ВЫХОД; R — ОТНОШЕНИЕ ВОДЯНЫХ ЭКВИВАЛЕНТОВ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ,

$$R = \frac{c_{p_{\rm H}} \cdot G_{\rm H}}{c_{p_{\rm H}} \cdot G_{\rm F}}.$$

При составлении алгоритма решения системы уравнений (2)-(4), которые записываются для каждого элемента из рис. 1., учитывается схема взаимного соединения элементов и перемешивание теплоносителя в перепускных коробах и на выходе из аппарата. По ходу движения теплоносителей рассчитываются потери давлений от трения и местные потери. Эффективность каждого элемента P_{\circ} определяется с учетом различия свойств теплоносителей и материалов стенок труб. При этом учитываются начальные участки каналов и локальное распределение коэффициентов теплоотдачи. Так как схема движения противоточная, то для уточнения эффективноэлементов используется стей интервальноитерационный метод [4].

Проведен анализ эффективности воздухоподогревателя ГТУ с такими параметрами воздуха на входе [5]: расход — 85,8 кг/с; скорость — 10 м/с; давление — 0,452 МПа; температура — 197 °С. Параметры газов на входе: расход — 86,71 кг/с; скорость — 40 м/с; давление — 0,107 МПа; температура — 502 °С; молекулярная масса — 28,9 кг/кмоль. Коэффициент избытка воздуха в камере сгорания ГТУ принят равным 5,6. Одна секция состоит из неоребренных труб длиной 2 м и наружным диаметром 28 мм, внутренним диаметром 24 мм, шероховатостью 0,06 мм. Шаг разбивки труб в пучке — 42 мм. Количество труб в ряду — 162 шт., число рядов труб по ходу газов—35 шт. Количество труб в секции — 5670 шт., пло-

щадь наружной поверхности секции — 997,5 м². Число элементов (струй) на трубе принято равным 100. Таким образом, общее число элементов в секции — 3500.

Пример полученного распределения температур воздуха и газов в двухсекционном воздухоподогревателе изображен на рис. 2.

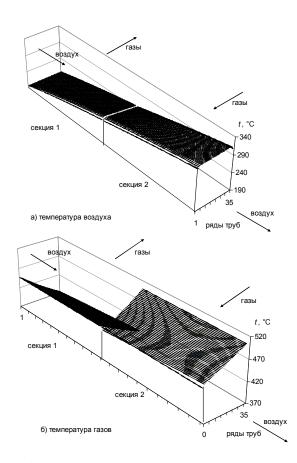


Рис. 2. Распределение температур воздуха и газов в двухсекционном воздухонагревателе

На рис. 3 приведены результаты анализа эффективности многосекционного воздухоподогревателя в зависимости от количества секций. Для сравнения полученных результатов проведен подобный анализ по традиционной интегральной методике [5], где используются эмпирические зависимости. В этом случае свойства теплоносителей определяются по среднеарифметическим температурам и давлениям, во всем аппарате, параметры теплообменника рав-

номерно распределены по теплообменнику и секциям, воздух между секциями перемешивается. В результатах расчета по предлагаемой методике существует неравномерность распределения между максимальным и минимальным числом единиц переноса теплоты NTU_2 в каждой точке аппарата от 1,29 в односекционном до 1,53 в восьмисекционном теплообменнике (см. рис. 3). Однако расхождение между полученными результатами составляет менее 1%. Это свидетельствует о хорошей адекватности представленной математической модели, методики расчета и о достоверности полученных результатов. Как видно из результатов расчета, чтобы получить степень регенерации 0,7 нужно применять восьмисекционный воздухоподогреватель с площадью поверхности 7980 м². При этом аэродинамическое сопротивление возрастает по воздуху в 8,16 раз, а по газам в 8,6 раз по сравнению с односекционным аппара-TOM.

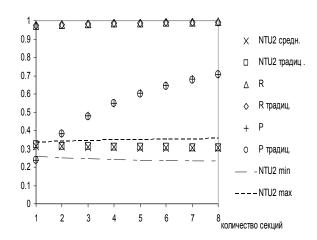


Рис. 3. Параметры многосекционного воздухоподогревателя

Выводы. Разработанные математические модели, методики и алгоритмы позволяют получить распределение локальных параметров в воздухоподогревателе с учетом особенностей процессов, происходящих в каждой точке теплообменника. Проведенное сравнение с традиционными интегральными методиками расчета показало хорошее совпадение результатов. Показано, что неравномерность распределения параметров практически не влияет на интегральные характеристики теплообменника. С помощью разработанной методики можно исследовать влияние на эффективность и ресурс аппарата различных загрязнений, отложений с учетом мест их скопления, толщины и их состава в процессе эксплуатации. На базе созданных методов и средств можно моделировать процессы не только в трубчатых и трубчато-ребристых, а и пластинчатых, пластинчато-ребристых, профильных и др. воздухоподогревателях и воздухоохладителях ГТУ.

Список литературы:

1. Справочник по теплообменникам: Пер. с англ.: В 2 т./Под ред. Б.С. Петухова, В.К. Шикова.- М.: Энергоатомиздат, 1987.- Т.1. - 560 с. 2. Кейс В.М., Лондон В.М. Компактные теплообменники: Пер. с англ. В.Я. Сидорова/Под ред. Ю.В. Петровского.— М.: Энергия, 1967. – 223 с. 3. Ганжа. А.Н., Марченко Н.А. Анализ эффективности аппаратов воздушного охлаждения//Двигатели внутреннего сгорания. – 2005. – № 1. – С. 81 – 85. 4. Каневец Г.Е., Зайцев И.Д., Головач И.И. Введение в автоматизированное проектирование теплообменного оборудования. – К.: Наук. думка, 1985.– 232 c. 5. Стационарустановки/Под ред. газотурбинные ные $\Pi.B.$ Арсеньева, $B.\Gamma.$ Тырышкина.— $\Pi.$: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1989. – 543 с.

УДК 621.436

Марченко А.П., д-р техн. наук, Прохоренко А.А., канд. техн. наук, Мешков Д.В., асп.

MATEMATUЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ В ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ФОРСУНКЕ СИСТЕМЫ CR В СРЕДЕ MATLAB/SIMULINK

Проектирование, изготовление и доводка аккумуляторной топливной аппаратуры сложным, трудоемким и дорогостоящим процессом. В условиях проектирования элементов системы топливной аппаратуры значительно возрастает роль систем компьютерного моделирования. В настоящее время ведущими зарубежными фирмами и научноисследовательскими институтами создан ряд программных комплексов для проектирования и доводки элементов аккумуляторной топливной системы. Одним из таких комплексов есть разработка МТГУ им. Баумана ВПРЫСК, предназначенный для математического моделирования и компьютерной оптимизации топливоподачи в двигателях внутреннего сгорания [1]. Применение систем математического моделирования позволяет значительно сократить время и стоимость разработки элементов топливной аппаратуры, проводить оптимизацию конструкций таких элементов как топливные форсунки и насос. На кафедре ДВС НТУ «ХПИ» создана оригинальная математическая модель аккумуляторной топливной системы с использованием пакета компьютерной математики и моделирования MATLAB/Simulink.

Целью статьи является описание математической модели электрогидравлической форсунки аккумуляторной топливной системы Common Rail, реализованной в системе компьютерной математики и моделирования MATLAB/Simulink. Модель позволяет достаточно просто не только рассчитать, но и визуализировать все процессы, происходящие в форсунке, а именно — изменение давления в различных полостях, текущие перемещения, скорости и ускорения подвижных элементов и др.

В предложенной математической модели использована модель электрогидравлической топливной форсунки с электромагнитным клапаном, которой обеспечивает управление давлением в надыгольной полости. Принцип действия форсунки описан в [2, 7]. В момент начала серийного выпуска в 1997 году все производимые топливные форсунки были реализованы именно по такой схеме. Данное решение характеризуется относительной простотой конструкции (в сравнении с альтернативными конструкциями) и надежностью работы. Стоит отметить, что одно из ведущих предприятий мира по выпуску элементов топливных систем дизелей Robert Bosch, выпускало топливные форсунки данной схемы с 1997 по 2003 год (первое и второе поколение Сотmon Rail), пока им на смену не пришли более простые, и одновременно с этим, более дорогие пьезоэлектрические топливные форсунки. Спектр двигателей, которые могут быть укомплектованы системами Common Rail, довольно широк: от малых дизелей для сельхозтехники до тепловозных и судовых установок [3-6]. В условиях украинского рынка и уровня промышленного развития более предпочтительными для освоения являются именно электрогидравлические форсунки. Следовательно, математическая модель имеет перспективу применения при создании отечественного образца аккумуляторной системы, ее доводки и разработки алгоритма системы автоматического управления.

Расчетная схема электромагнитной дизельной форсунки приведена на рис. 1. На рисунке имеется следующая система обозначений, принятая в разработанной математической модели: p_0 — давле-

ние топлива в дренажной магистрали; d_0 — диаметр дросселирующего отверстия слива; d_1 — диаметр мультипликатора запирания; d_2 — диаметр наполнительного дросселирующего отверстия; p_1 , V_1 — давление и текущий объем в полости мультипликатора запирания, p_2 — давление топлива в аккумуляторе; d_u — диаметр иглы распылителя; d_κ — диаметр запирающего конуса; p_c — давление топлива в носке распылителя; p_q — давление газа в цилиндре в районе ВМТ на такте сжатия; $\mu_p f_p$ — эффективное проходное сечение распыливающих отверстий; $\mu_{3\kappa}f_{3\kappa}$ — эффективное проходное сечение конуса распылителя; $d_{0\rm B}$, $d_{0\rm H}$ — диаметры соответственно перед и после дросселирующего отверстия слива по ходу течения топлива.

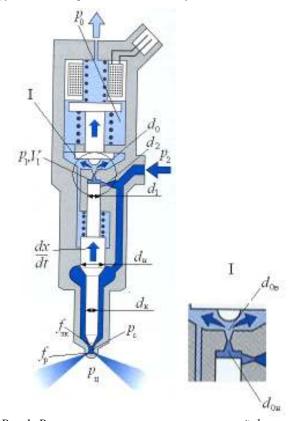


Рис.1. Расчетная схема электромагнитной форсунки В основе математической модели положена система дифференциальных уравнений движения топлива[8]:

$$\begin{cases} \frac{\partial p}{\partial x} + \rho \frac{\partial u}{\partial t} + 2 \rho k u = 0 \\ \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{a^2 \rho} \frac{\partial p}{\partial t} = 0 \end{cases}.$$

Где, x и t – длина топливопровода и время, p и u – давление и скорость топлива, k – фактор гидравлического сопротивления, a – скорость звука в топливе, ρ – плотность топлива.

Как известно, решение данной системы имеет вид [8]:

$$p = p_0 + F\left(t - \frac{x}{a}\right)e^{-k\tau_1} - W\left(t + \frac{x}{a}\right)e^{-k\tau_2}$$

$$u = u_0 + \frac{1}{a\rho}\left[F\left(t - \frac{x}{a}\right)e^{-k\tau_1} + W\left(t + \frac{x}{a}\right)e^{-k\tau_2}\right].$$

Здесь , p_{θ} и u_{θ} — начальные значения давления и скорости топлива в магистрали, F и W — прямая и обратная волны давления.

В корпусе форсунки выделены характерные объемы и сечения, в которых определяется изменение давления топлива: 1. Объем кармана распылителя; 2. Сечение на входе в форсунку; 3. Объем в полости мультипликатора запирания; 4. Сечение в районе разветвления каналов высокого давления в корпусе форсунки; 5. Объем за запирающим конусом иглы.

Граничные условия для каждого из перечисленных сечений и объемов определяются исходя из соответствующих уравнений объемных балансов и действующих сил с учетом сжимаемости топлива и упругости подвижных элементов. Например, для полости мультипликатора:

$$\begin{split} \frac{dp_1}{dt} &= \frac{1}{\alpha_{coe}V_1} \times \\ &\times \left[(p_2' - p_1)\mu_2 f_2 \sqrt{\frac{2}{\rho |p_2' - p_1|}} - \mu f_{skg} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_0)} + f_1 \frac{dx_T}{dt} \right] \\ &\frac{dx_T}{dt} = \frac{dx}{dt} + \frac{d(\Delta l)}{dt} \end{split}$$

$$\begin{split} \frac{d^{2}x}{dt^{2}} &= \frac{1}{m} \times \\ \times \left[p_{2\kappa} \left(f_{u} - f_{c} \right) + p_{0} \left(f_{1} - f_{u} \right) + p_{c} f_{c} - p_{1} f_{1} - K_{np} \left(x_{np} + x \right) \right] \end{split}$$

Здесь: $\alpha_{\rm cж}$ – коэффициент сжимаемости топлива, x – перемещение иглы, dx_T/dt – скорость торца мультипликатора запирания, dx/dt – скорость иглы, $d(\Delta l)/dt$ – скорость изменения длины подвижных час-

тей форсунки — иглы и штанги — за счет упругости; p_2 — давление в полостях форсунки, p_0 - давление в дренажной магистрали, $\mu_2 f_2$ - эффективное проходное сечение дроссельного отверстия: $\mu f_{_{3KB}}$ — эквивалентное эффективное проходное сечение клапанна, d_1 — диаметр мультипликатора запирания, V_1 — объем

полости, $K_{\rm np}$ — жесткость пружины форсунки, $x_{\rm np}$ — предварительная деформация пружины форсунки, m — масса иглы.

Математическая модель в виде структурной схемы из элементарных блоков Simulink представлена на рис. 2.

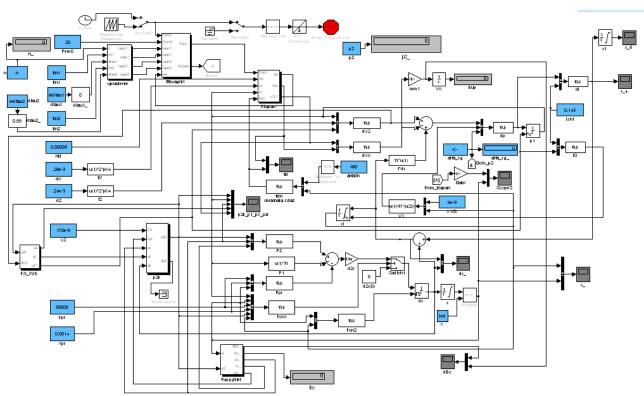


Рис.2. Математическая модель электрогидравлической форсунки

Система дифференциальных уравнений решается методом Рунге-Кутта 4-го порядка. Шаг интегрирования — переменный, максимальный шаг — 0,000005 с.

Идентификация математической модели заключалась в уточнении коэффициентов эффективного проходного сечения в клапане, запирающем конусе, распыливающих отверстиях, значения которых предварительно были выбраны в соответствии с рекомендациями, изложенными в [8]. Результаты идентификации, представляющие собой сопоставление расчетных и экспериментальных данных зависимости расхода топлива через форсунку от времени ее открытия приведены на рис. 3.

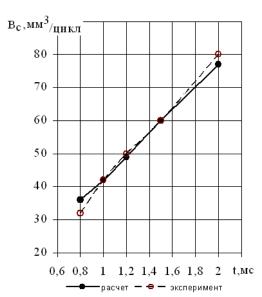
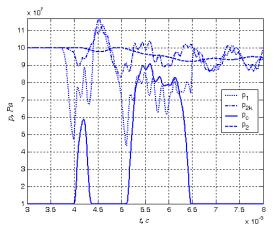


Рис. 3. Сравнение расчетных и экспериментальных данных

С использованием описанной математической модели выполнен расчет, моделирующий работу электрогидравлической форсунки разработанной в КП «ХКБД» (г. Харьков). Расчет выполнен для режима работы дизеля с максимальным давлением топлива в аккумуляторе 100 МПа. Результаты представлены на рис. 4-6. Время счета для приведенного примера составило 6 с (Celeron-2,5 ГГц, ОЗУ 512 Мб). Рассчитанная величина цикловой подачи: предварительная — 7,7 мм³/цикл, основная — 44,5 мм³/цикл. Величина управляющей подачи: 18,2 мм³/цикл.



Puc.4. Результаты моделирования: изменение давления в различных полостях форсунки

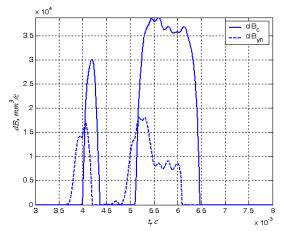


Рис. 5. Результаты моделирования: дифференциальные характеристики впрыскивания и расхода управляющего топлива

Выводы. Разработанная математическая модель электрогидравлической форсунки аккумуляторной топливной системы Common Rail позволяет:

• производить проектирование электрогидравличе-

ской форсунки,

- изучать влияние конструктивных параметров форсунки на процесс впрыскивания топлива,
- изучать влияние физических свойств топлива на работу топливной системы,
- проводить расчетную адаптацию топливной системы к проектируемому двигателю,
- разрабатывать алгоритмы для электронного блока системы автоматического управления дизелем.

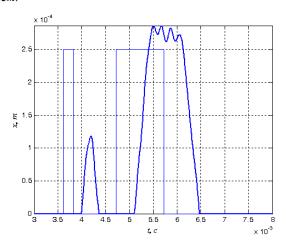


Рис.6. Результаты моделирования: управляющий сигнал на электромагните и ход иглы форсунки

Список литературы:

1. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: Учебник для ВУЗов. – М.: Легион-Автодата, 2004. – 344 c. 2. Robert Bosch GmbH, Dieselmotor-Management, 3. vollständige überarbeitete und erweiterte Auflage, 2002. – S. 443. 3. Hummel K., Böcking F., Groß J., Stein J.-O., Dohle U. 3. Generation Pkw-Common-Rail von Bosch mit Piezo-Inline-Injektoren // *MTZ*: *Motortechnische Zeitschrift*. -2004. -65. $-\cancel{N}_{2}$ 3. – S. 180-189. 4. Egger K., Warga J., Klügl W. Neues Common-Rail-Einspritzsystem mit Piezo-Aktorik für Pkw-Dieselmotoren // MTZ: Motortechnische Zeitschrift. -2002. -63. -№ 9. -S. 696-704. 5. Stegemann J., Meyer S., Rölle T., G.P. Merker Einspritzsystem für eine vollvariable Verlaufsformung // MTZ: Motortechnische Zeitschrift. – 2004. – 65. – № 2. – S. 114-121. 6. Bauder R., Die Zukunft der Dieselmotoren-Technologie // MTZ: *Motortechnische Zeitschrift.* − 1998. − 59. − N 7/8. − S. 11-18. 7. Системы управления дизельными двигателями. Перевод с немецкого. Первое русское издание. — М.:ЗАО"КЖИ"За рулем", 2004. — 480 с. 8. Топливная annapamypa дизелей: Справочник/ Г.В.Никонов, В.Г.Ивановский. Ю.Я.Фомин. *М.:Машиностроение, 1982.* — *168 с.*

УДК: 621565

Ю.І. Горпинко, канд. техн. наук

ФІЗИЧНІ ПЕРЕВАГИ І ОСНОВИ ТЕХНОЛОГІЙ ПІДВИЩЕННЯ ТЕМПЕРАТУРНОГО НАТИСКУ ТЕПЛОПЕРЕДАЧІ

Вступ

Розвиток сучасних технологій передачі тепла між двома потоками через конструктивну поверхню, що їх розділяє, досі визначається ідеями, закладеними в середині минулого сторіччя. Їх сутність зводиться до інтенсифікації теплообміну через створення компактних теплообмінників. Інтенсивність теплопередачі обмежується гідравлічними опорами секцій, складністю виготовлення апаратів. На сьогоднішній день потенціал цих ідей є значною мірою вичерпаним.

Розроблені дотепер технології, в принципі, дозволяють забезпечити близьку до максимальної ефективність теплопередачі в системах з великим енергоспоживанням. Але економічна доцільність їх використання різко падає разом з досягнутим рівнем ефективності. Для теплообмінників не кріогенної якості верхньою межею рентабельної ефективності є приблизно 85%. В кріогенних системах ефективність внутрішньої теплопередачі є критичною для їх споживацьких характеристик. Рівень ефективності може сягати 95% і вище, але обов'язково обґрунтовується економічним розрахунком.

Для систем малої і мікро-продуктивності притаманні ситуації, коли сучасні технології взагалі не забезпечують досягнення необхідної ефективності; поверхня теплопередачі виявляється непропорційно великою, порівняно з розмірами системи. В таких випадках практично систему оптимізують під теплообмінник. Яскравими прикладами таких ситуацій є рефрижераторні блоки систем кріогенної електроніки. Тож розвиток технологій теплопередачі потребує використання нових ідеї та

підходів. Такими за нашою думкою ϵ методи регулювання температурного натиску теплопередачі.

Огляд літератури

Відома можливість підвищення середнього температурного натиску рекуператорів, в яких повні запаси тепла потоків є приблизно рівними, з досягненням малих кінцевих недорекуперацій не конструкторськими методами. Вони зводяться варіювання розподілом тепловмісту робочого тіла за температурою за рахунок зміни його теплоємності. Вказану можливість вже довгий час практично реалізують розробники мікро-кріогенних дросельних систем на основі газових сумішок [1,2,3]. Близькі до гранично високих рівні ефективності 0.98-0.99 досягаються за величини числа Ntu 7-12 [3,4]. В перерахованих вище роботах описані експерименти, в яких підбиралися такі пропорції базового складу сумішей, нижчий і вищий тиск циклу, за яких підвищений середній температурний натиск забезпечував би використання ефективних теплообмінників помірних геометричних розмірів.

Щодо технологій, пов'язаних з конструкцією теплообмінників, то вони, опосередковано, за значного гідравлічного опору секцій, здатні забезпечити суттєву зміну теплоємності потоку. Така ситуація реалізується, наприклад, в найбільш холодному теплообміннику регенерації холоду пари гелієвої дросельної системи з попереднім охолодженням твердим неоном [4,5]. Зменшення співвідношення теплових еквівалентів потоків дозволяє досягти помітного виграшу в ефективності теплопередачі. Подібні результати досягнуті також в протиструмних теплообмінниках повітророзподільних установок

середнього тиску [6], хоч автори давали інше пояснення покращенню ефективності.

Ситуація зміни теплоємності за рахунок дроселювання спряжена з великим гідравлічним опором каналів. Не зважати на цей факт можна в дросельних системах, де тиск потоку від компресора, у будь якому випадку має бути зменшеним до рівня, близького атмосферному. Для такого випадку не вельми суттєво якому 3 елементів системи, на теплообміннику чи дроселю це станеться [6]. У більшості випадків це не так. Підвищений гідравлічний опір буде призводити до збільшення затрат на прокачування теплоносіїв.

Регулювання температурних розподілів теплопередачі конструкторськими методами можливе за рахунок вибору схеми течії теплоносіїв. літературних джерелах питань теорії теплопередачі, наприклад [7], ретельно відпрацьоване питання розрахунку середнього температурного натиску для різних схем течії потоків (протиток, прямоток й т.п.). Але для вибраної схеми течії середній температурній натиск визначається й властивостями теплоносіїв інтенсивністю теплопередачі.

В роботі [8] запропоновано враховувати додатковий фактор впливу на процеси передачі тепла, який пояснює результати [1-4]. Таким є локальні за об'ємом апарату відхилення пропорцій запасів тепла потоків від співвідношення повних запасів тепла потоків в робочому інтервалі температур. Показано, що для збалансованих теплообмінників локальні нерівності запасів тепла призводять лише до наростання температурного натиску теплопередачі. Встановлено, що локальне превалювання запасу тепла охолоджуваного потоку в більш теплій частині теплообмінника, й локального запасу тепла охолоджуючого - в більш холодній, забезпечує можливість досягнення малих кінцевих недорекуперацій. За оберненої ситуації неминуча поява значних втрат від недорекуперації, незалежно від інтенсивності теплопередачі. На основі аналітичних прогнозів [7] показано, що за постійної величини числа Ntu значення середнього температурного натиску стає тим вищим, чим більшою є нерівність повних запасів тепла потоків.

Підвищення температурного натиску за рахунок збільшення витрати охолоджуючого потоку в інженерній практиці широко використовується для скидання теплоти до довкілля за допомогою теплообмінників невисокої вартості. Враховуючи новий фактор впливу, в роботі [9], обґрунтоване припущення, що у всіх сучасних ефективних рекуператорів із змінними температурами потоків існує загальний недолік. Він полягає в тому, що існуючі конструкції використовують максимальні значення робочого температурного натиску теплопередачі лише в тих випадках, коли повні запаси тепла потоків в робочому інтервалі температур теплообмінника різко вирізняються.

В доповіді [9] апробовано ідеалізовану конструкцію, яка передбачає використання додаткового фактора впливу [8] для підвищення середнього температурного натиску, забезпечуючи при цьому можливість досягнення малих кінцевих недорекуперацій, кількісної оцінки методику доцільності збільшення температурного натиску. Основний матеріал цих досліджень, в силу того, що він надає можливість для запровадження принципово нових технологій ефективної теплопередачі, потребує більш широкого представлення.

Мета і залачі досліджень

Метою досліджень було кількісне порівняння дієвості збільшення середнього температурного натиску та інтенсифікації теплообміну при їх використанні для досягнення високої ефективності теплопередачі, пошук можливих конструкторських способів реалізації альтернативного шляху.

(1)

У

визначена

Для досягнення мети було виконано порівняння дієвості основного і альтернативного способів забезефективної теплопередачі на основі загальновизнаної фізичної закономірності – рівняння теплопередачі. Також передбачалася розробка ілюстративної конструкції, яка демонструвала б можливість підвищення середнього температурного натиску і ефективності теплопередачі за рахунок штучно створюваних введенням додаткових конструктивних елементів локальних нерівностей запасів тепла потоків.

Виведення основних співвідношень

якості базової закономірності для порівняльного аналізу було вибране рівняння теплопередачі, яке послуговувало основою інженерної практики понад два сторіччя, і досі нею залишається. Згідно ЦИМ рівнянням, стаціонарному режимі, в одиницю часу, від охолоджуваного до охолоджуючого потоку передається кількість тепла, що відповідає (1):

$$Q^{{\rm \tiny \it Hasahm}} = \varepsilon \cdot (m \ c_p)^{{\rm \tiny \it min}} \ \Delta T_{\Sigma} = k \ F \ \Delta T^{{\rm \tiny \it cepeq, min}} \ , \eqno(1)$$
 де: $Q^{{\rm \tiny \it Hasahm}}$ —теплове навантаження теплообмінника, ε - ефективність теплопередачі, m — вагова витрата, c_p - теплоємність за постійного тиску, ΔT_{Σ} - різниця вхідних температур потоків, k —

коефіцієнт теплопередачі, F – площа поверхні теплопередачі, $\Delta T^{cepe\partial niu}$ – середній температурний

теплопередачі

натиск.

Ефективність

традиційний спосіб, як співвідношення між реально переданою від потоку до потоку і максимально можливою до передачі кількостями тепла. В тому випадку, коли запаси тепла потоків у робочому інтервалі температур не співпадають, максимально можлива до передачі кількість тепла відповідає меншому із

запасів тепла потоків $Q^{\max} = (m \ c_p)^{\min} \Delta T_{\Sigma}$.

Якщо розділити ліву і праву частину рівняння (1) на $(m c_p)^{\min}$, то отримаємо безрозмірну форму запису рівняння теплопередачі:

$$\varepsilon = Ntu *\Delta T^{cepe\partial \mu i \bar{u}} / \Delta T_{\Sigma}, \qquad (2)$$

де $Ntu=k F/(m c_p)^{\min}$ – число одиниць переносу тепла, широко використовувана в літературі характеристика інтенсивності теплопередачі.

3 літератури відомо, що для збалансованого теплообмінника, у якого теплові еквіваленти рівні між собою, середній температурний натиск співпадає з крайовими недорекупераціями. Використовуючи цю умову, визначення ефективності і рівняння (2), ми можемо виразити середній температурний натиск в такій ситуації.

$$\Delta T^{cepedniù} / \Delta T_{\Sigma} = 1/(Ntu + 1) \tag{3}$$

В ситуаціях, коли запаси тепла потоків відрізняються, середній температурний натиск завжди вищий, порівняно збалансованими теплообмінниками, при однакових значеннях числа Ntu. Це твердження наочно ілюструється рівнянням (2), коли згадати, що класичні аналітичні розв'язки прогнозують монотонне зменшення мінімальної недорекупераціі при посиленні нерівності повних запасів тепла потоків. Отже досягнення високої ефективності спрощується. Будемо аналізувати найважчий випадок збалансованої теплопередачі.

Сучасні конструкторські способи підвищення ефективності теплопередачі зводяться інтенсифікації теплообміну. При цьому досягається збільшення числа *Ntu*, найчастіше за рахунок нарощування поверхні теплопередачі й турбулізації потоків, а значить і збільшення гідравлічних втрат. Але основною вадою, органічно притаманною для підходу до покращення ефективності такого теплопередачі є те, що її рушійна сила зменшується разом з інтенсифікацією тепло переносу. Згідно з (3) середній температурний натиск зменшується майже обернено пропорційно збільшенню числа Ntu.

Підставивши (3) в (2) можна отримати загальновідомий вираз для ефективності збалансованої теплопередачі:

$$\varepsilon = Ntu / (Ntu + 1) \tag{4}$$

Таким чином інтенсифікація тепло-переносу є найбільш дієвою при низьких ($Ntu \sim 1$) рівнях базової інтенсивності, коли відповідне зменшення температурного натиску не стає значним. Підвищення ж ефективності, наприклад, з 90% до 99% потребує нарощування числа Ntu з 9 до 99, тобто у десять раз. Такою є ціна, яку доводиться платити за зменшення рушійної сили теплопередачі.

Порівняння дієвості фізичних способів досягнення ефективної теплопередачі

Відповідно до рівняння теплопередачі (див. 2), для збільшення ефективності єдиною альтернативою нарощуванню числа одиниць переносу тепла є підвищення середнього температурного натиску. Припустимо, що він, за рахунок дії якогось фізичного фактору, отримав позитивний приріст $\Delta(\Delta Tcepedniŭ)$. Підставимо величину збільшеного температурного натиску в рівняння (2), отримаємо:

$$\varepsilon$$
niдвищене = ε базове + Ntu $\Delta(\Delta T cepedhi \check{u})/\Delta T \Sigma =$
= ε базове $(1 + \Delta(\Delta T cepedhi \check{u})/(\Delta T cepedhi \check{u}),$ (5)

де: *єпідвищене* – ефективність теплообмінника з підвищеним температурним натиском; *єбазове* – ефективність теплообмінника з базовим температурним натиском ΔT *середній*.

Відразу ж зазначимо, що збільшення температурного натиску має бути досягнуте в середній частині теплообмінника, супроводжуючись зниженням крайових недорекуперацій. Якщо в результаті процесу теплопередачі крайові недорекуперації збільшуються, це автоматично означає погіршення ефективності. Виявлений досі в літературі фізичний спосіб реалізації такого регулювання температурного

натиску — це забезпечення сприятливого розподілу тепловмісту потоків за температурою. Технічно він досягається підбором компонент чи варіюванням тисків потоків газових сумішок.

Порівняємо між собою дієвість двох способів. Відповідно до (4), з нарощуванням числа Ntu на величину ΔNtu підвищена ефективність складе:

$$\varepsilon$$
niдвищене = ε базове ($1 + \Delta Ntu / (Ntu (Ntu + \Delta Ntu + 1)).$ (6)

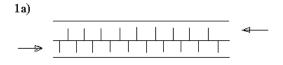
З формули (6) випливає, що на будь якому рівні базової ефективності, за для суттєвого її підвищення, приріст числа *Ntu* має бути близьким до початкового значення цього числа, більш того, переважати його. При високих рівнях базової ефективності теплопередачі ця задача стає вкрай важкою технічно. Наприклад, коли поставлене завдання підвищення ефективності з 50 до 98 відсотків, число *Ntu* необхідно збільшити з 1 до 49, тобто майже в 50 раз. При підвищенні з 90 до 98% - з 9 до 49, більше ніж в 5 раз.

Формула (5) прогнозує, що збільшення середнього температурного натиску призводить суттєвого підвищення ефективності в будь якій ситуації. Збільшення температурного натиску призводить до підвищення ефективності теплопередачі, пропорційному нарощуванню температурного натиску з ваговим коефіцієнтом Ntu. В цьому зв'язку дієвість способу різко підсилюється за високого ефективності. Для рівня базової підвищення ефективності в ситуації попереднього приклада, з 90 до 98%, достатньо збільшити середній натиск менше ніж на 9 %. Таким чином для ефективних теплообмінників, теплообмінників кріогенної якості дієвість збільшення температурного натиску вища на два порядки за нарощування числа одиниць переносу тепла.

Розробка ілюстративної конструкції, аналіз її роботи

Спробуємо запропонувати наочний приклад конструкції, здатної до регулювання температурного натиску. Розглянемо протиструмний теплообмінник, витрати теплоносіїв якого рівні між собою, теплоємності є постійними й мають однакову величину. Уявімо собі ситуацію, коли оребрення протиструмного теплообмінника виконане у вигляді поперечних стрижнів однакової довжини, кожен з яких має можливість переміщуватися уздовж своєї осі.

Якщо стрижні знаходяться в середньому положенні ми маємо класичний варіант рекуператора, термічний опір теплопередачі якого знижений за рахунок оребрення. Наявність стрижньових ребер призведе до підвищення ефективності й зниження середнього температурного натиску відповідно Теплообмінник співвідношенням (4) й **(3)**. демонструє нові якості тоді, якщо забезпечена реалізація періодичного процесу, кожен повний цикл котрого зображено на рисунку 1.



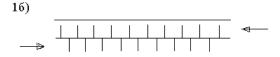


Рис. 1. Цикл ідеалізованого теплообмінник а з додатковою системою створення штучної нерівності запасів тепла потоків у вигляді рухомих стрижнів. а) Розподіл стрижнів за першої фази циклу. б) Положення стрижнів за другої фаза циклу до зворотного переміщення

На рисунку 1а зображена ситуація першої фази циклу теплообмінника, коли непарні за переліком стрижні повністю переміщені в один з потоків, парні - в інший. Припустимо, що теплоємність стрижнів є дуже великою. Стрижні накопичують, чи віддають тепло з малою зміною температури. Далі проходить

швидке переміщення стрижнів в положення, зображене на рис. 1б. Стрижні виводяться з того потоку, в якому вони знаходилися, й повністю занурюються в інший потік. Витримка стрижнів є такою ж за часом, як і в першій фазі, й значно перевищує час їх переміщення. Ті стрижні, які накопичували тепло, віддають його більш холодному потоку, холодні стрижні відбирають його, запасаючи тепло. Після цього стрижні повертаються в початкове положення 1а, цикл повторюється.

Представлена вище конструкція має додаткову систему теплопередачі, наявність якої підвищує загальне число *Ntu* апарату, а значить зменшує температурний натиск, порівняно з його величиною в відсутності цієї системи. Запасені в стрижнях тепло і холод створюють в тому об'ємі апарату, який огортає стрижень, нерівність запасів тепла охолоджуючого і охолоджуваного потоків. При цьому зменшення температурного натиску теплопередачі проходить в меншому ступені, аніж прогнозує закономірність (3). Потенційний виграш такого шляху досягнення високої ефективності полягає в тому, що дієвість збільшеного температурного натиску суттєво вища за інтенсифікацію тепло-переносу. Ми встановили цей факт порівнюючи формули (5) і (6). Таким чином додаткова система, забезпечуючи передачу частки тепла від охолоджуваного потоку до охолоджуючого, одночасно перешкоджає зниженню температурного натиску в основній системі.

Відразу зазначимо, що змоделювати ситуацію, такою як за сприятливих розподілів температур зміною теплоємності потоків [8], не вдасться. Уявимо що синхронно змінюються позиції стрижнів лівої і правої частин апарата. В тій фазі, коли стрижні, які накопичили тепло в охолоджуваному потоці, вводяться в охолоджуючий потік, розподіл температур дійсно може відповідати сприятливій зміні теплоємності. Але, при зворотному переміщені стрижнів, розподіл тепловмісту призводить до зни-

ження температурного натиску в середині апарату і різкого підвищення крайових недорекуперацій.

Щоб запобігти появі таких втрат передбачено створення великої кількості зон локальної нерівності запасів тепла потоків (див. Рис. 1). При цьому потенційні втрати від небалансу запасів тепла для зони навколо одного стрижня мають бути малими, порівняно тепловим навантаженням теплообмінника. Розподіл запасів тепла потоків, в ситуації перемінного чергування багатьох зон превалювання запасів тепла кожного з найгіршій ситуації буде створювати несприятливий розподіл температур лише на двох крайніх зонах апарата. Поміж ними буде забезпечене розташування зон сприятливих розподілів запасів тепла потоків.

Зрозуміло, що до представленої конструкції є серйозні запитання, пов'язані з впливом перехідних процесів зі зміною температурних розподілів окремих зон, не кажучи вже про технічну реалізацію апарату. Але ідеалізована модель прояснює багато важливих моментів. Очевидно, що представлена конструкція використовує і регенеративний і рекуперативний способи передачі тепла одночасно. При цьому сенс використання конструкції полягає зовсім не в тому, щоб наростити число одиниць переносу тепла апарату. Практичне підтвердження працездатності цієї, чи аналогічної їй конструкції буде означати появу нового класу теплообмінних апаратів.

Коментарі й міркування

Головними перевагами й стимулом для розвитку запропонованих технологій теплопередачі є їх потенційна здатність до зниження економічно виправданого рівня втрат тепла, а значить і зменшення теплового забруднення довкілля. Практичне покращення споживацьких характеристик можливе у напрямку зниження ваги і габаритів теплообмінних апаратів, здешевлення їх конструкційних матеріалів,

зменшення енергетичних витрат на прокачування теплоносіїв.

Спрямування запропонованих технологій видається перспективним для розв'язання багатьох різнорідних проблем. Такими можуть бути: зменшення теплового забруднення від роботи двигунів внутрішнього згоряння мобільних одиниць техніки й підвищення потужності їх енергетичних систем, зменшення ваги й габаритів енергетичних джерел з використанням ядерного палива, мініатюризація електронних систем з використанням кріогенних температур, утилізація низькопотенціального тепла та багато інших.

Висновки

Проаналізовані літературні дані за експериментальними підтвердженнями реалізації ситуацій підвищення й погіршення температурного натиску теплопередачі при стабільних величинах інтенсивності тепло-переносу і співвідношення повних запасів тепла потоків.

Аналітичним порівнянням показана від 2 до 100 раз більш висока дієвість підвищення середнього температурного натиску, порівняно з інтенсифікацією тепло-переносу, задля забезпечення високої ефективності теплопередачі..

Розроблена ідеалізована конструкція, яка потенційно здатна збільшувати середній температурний натиск протиструмних теплообмінників.

Список літератури:

1. Бродянский В.М., Ягодин В.М., Никольский В.А., Тащин А.Г. Перспективы использования дроссельных циклов на смесях в криогенных системах // Химическое и нефтяное машиностроение. 1976 - №1 - М.: Машиностроение. С. 21-23. 2. Лавренченко Г.К., Дремова Н.В., Волгушев В.В. Оптимизация режимных и конструктивных параметров дроссельных

рефрижераторов // Холодильная техника и технология. - Респ. межвед. науч.-техн. сб. 1988. - Вып. 47.-С.10-16. 3. Горпинко Ю.И., Гетманец В.Ф., Лобко М.П., Якуба В.В. Повышение холодопроизводительности дроссельных микрокриогенных систем на основе смесевого рабочего тела. // Повышение эффективности и надежности систем городского хозяйства. - К.: ИСИО. 1995.- С. 134-138. 4. Горпинко Ю.І. Підвищення холодопродуктивності дросельних рефрижераторів оптимізацією параметрів і втрат регенеративного теплообмінника. Автореф. дис... канд. техн. наук. – Харків, 1997. 24 с. 5. Гетманец В.Ф., Горпинко Ю.И., Левин А.Я. Вопросы тепловой противоточных теплообменников оптимизации криогенных установок. "Cryogenics - 90" 1-st Intern.Conf. about technique of low temperature, Kosice, 1990. Р. 236-237. 6. Цветковская Л.Н., Поберезкин А.Э., Горенштейн И.В., Кицис Б.Э. Интенсификация

дроссельных теплообменников криогенных установок. // Химической и нефтяное машиностроение. 1989. - №4. - C. 18-19. 7. Kays W.M., London A.L. (1964). Compact Heat Exchangers. 2 nd ed. New York: McGraw Hill Book Co., 1964. 8. Горпинко Ю.И. Посметный Б.М. Аномальные изменения эффективности теплопередачи. В кн.: Научно-техническая конференция «Аномальные физические явления в энергетике и перспективы создания новых источников энергии». Сборник докладов. Харьков: Изд-во ООО «Инфобанк», - 2005. С. 137 - 146. 9. Горпинко Ю.И. Посметный Б.М. Технологии и преимущества повышения температурного напора теплопередачи В кн.: Научно-техническая конференция «Аномальные физические явления в энергетике и перспективы создания новых источников энергии». Сборник докладов. Харьков: Изд-во ООО «Инфобанк», - 2005. С. 147 -*156*.

УДК 621.436.03

А.В. Грицюк, канд. техн. наук, В.Г. Кондратенко, инж., Г.А. Щербаков, инж.

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ ТОПЛИВНОЙ СИСТЕМЫ АВТОТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ ДЛЯ УЛУЧШЕНИЯ ЕЁ РАБОТЫ В УСЛОВИЯХ ЗИМНЕЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Введение

Одним из основных требований, предъявляемых к топливным системам низкого давления автотракторных дизелей при их эксплуатации в условиях отрицательных температур окружающей среды, является способность этих систем обеспечивать бесперебойное поступление очищенного топлива к топливной аппаратуре дизельного двигателя. При эксплуатации дизеля в зимнее время года может произойти снижение или полная потеря работоспособности топливных фильтров, расположенных в различных местах системы питания, в результате уменьшения их пропускной способности. И если дизельное топливо наряду с летними имеет зимние и арктические марки, то альтернативное ему биотопливо рекомендаций по улучшению своих низкотемпературных свойств на сегодняшний день не имеет.

Данная статья ставит своей целью описать проблемы ухудшения работоспособности топливной системы дизеля в условиях зимней эксплуатации и выдать рекомендации по совершенствованию её конструкции для обеспечения работы дизеля зимой как на дизельном, так и на альтернативных ему видах топлив.

Формулирование проблемы и известные способы её решения

Трудности в обеспечении подачи топлива из топливного бака транспортного средства в цилиндры дизеля могут наступить при отрицательных температурах окружающей среды в связи с потерей работоспособности топливных фильтров в результате уменьшения их пропускной способности из-за заби-

вания кристаллами парафиновых углеводородов, образующихся в дизельном топливе при температуре его помутнения (для летнего топлива минус (2...5) 0 C), а также кристаллами льда при наличии в топливе воды. В результате этого ограничивается поступление топлива к топливному насосу высокого давления, уменьшается циклическая подача его цилиндровых секций, что приводит к затруднению пуска, увеличению неравномерности работы цилиндров и падению мощности в период прогрева и работы дизеля, вплоть до полной его остановки. Поскольку топливные фильтры разного назначения расположены в различных местах системы питания топливом, начиная от заборного фильтра топливного бака до установленного непосредственно на дизеле фильтра тонкой очистки, то эффективными могут быть лишь те конструктивные решения, которые обеспечивают работоспособность всей гаммы фильтров системы питания дизеля топливом.

Учитывая актуальность обеспечения работы современного дизельного двигателя на тяжёлых минеральных моторных топливах и топливах на основе растительных масел, наиболее эффективным средством нивелирования их низкотемпературных свойств и обеспечения способности в условиях отрицательных температур проходить через все топливные фильтры является применение подогрева топлива перед фильтром до температуры, сохраняющей его фильтруемость.

При этом, в известных конструкциях источником тепловой энергии для подогрева топлива служат как теплоносители, прогреваемые самим дизелем (сливаемое топливо, охлаждающая жидкость, моторное масло, отработавшие газы и др.), так и электрическая энергия от бортовой сети объекта применения дизеля.

Нагревательные устройства дизельного топлива, использующие тепловую энергию теплоносителей, циркулирующих в системах дизеля, представляют из себя теплообменники различных конструкций или смесители для обращаемого топлива. Они обеспечивают достаточный нагрев дизельного топлива только после пуска и прогрева дизеля, поэтому не могут обеспечить пуск дизеля зимой, тем более при работе на альтернативном топливе.

Электрические подогреватели топлива, получающие питание от бортовой электрической сети объекта применения дизеля, более универсальны и могут в любой момент обеспечить подогрев как дизельного, так и альтернативного топлива перед пуском дизеля и после него.

Конструкция дешёвого топливного нагревательного устройства автотракторного дизеля

Наиболее простым и дешёвым устройством подогрева топлива является устройство на базе нагревательных элементов из позисторной керамики с положительным температурным коэффициентом электрического сопротивления. Эти элементы быстро нагреваются, имеют высокий КПД и обеспечивают автоматическое регулирование потребляемой мощности в зависимости от температуры и расхода топлива.

Исходя из этого на базе позисторных нагревательных элементов (ПНЭ) [1], разработанных Киевским институтом общей и неорганической химии имени В.И. Вернадского, было разработано топливное нагревательное устройство, включающее в себя три аналогичных ПНЭ, устанавливаемых в корпусе заборного фильтра топливного бака и на донышках корпусов топливных фильтров грубой и тонкой очисток топлива. Комплектность унифицированного устройства подогрева для фильтров тонкой и грубой очисток топлива представлена на рис. 1.

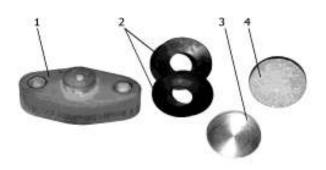


Рис. 1. Комплектность устройства подогрева:

- 1 электротеплоизоляционный корпус;
- 2 элементы тарельчатой пружины;
- 3 подпружиненный контакт клеммы "+";
- 4 позисторный нагревательный элемент.

Лабораторные образцы подогреваемых фильтров тонкой и грубой очисток топлива показаны на рис. 2 и 3 соответственно.

Как видно из рисунков, оба фильтра имеют одинаковые корпуса, изготовленные из материала с высоким коэффициентом теплопроводности (алюминиевого сплава) в геометрических размерах штатных фильтров автомобильного дизеля 4ДТНА. Таким образом устройство подогрева обеспечивает нагрев всего объёма топлива в фильтрах тонкой и грубой очисток через прогретые корпусные детали.

Реализация подогрева топлива в месте его забора, а именно в топливном баке потребовала разработки оригинального топливозаборника, обеспечивающего минимальное потребление электрической энергии нагревательным устройством за счёт локализации места подвода теплоты. Лабораторный образец подогреваемого топливозаборника показан на рис. 4. По габаритным и присоединительным размерам образец взаимозаменяем со штатным заборником топливного бака автомобиля УАЗ-31512.



Рис. 2. Лабораторный вариант фильтра тонкой очистки топлива с устройством подогрева.



Рис. 3. Лабораторный вариант фильтра грубой очистки топлива с устройством подогрева.

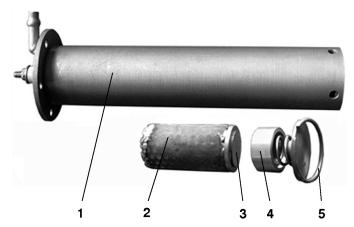


Рис. 4. Лабораторный вариант топливозаборника с устройством подогрева: 1 - корпус; 2 - заборный фильтр; 3 - позисторный нагревательный элемент; 4 - подпружиненный контакт клеммы "-"; 5 - стопорное кольцо

Схемы размещения контрольных термоэлектрических преобразователей ТХК ($T_1...T_4$) для регистрации фактических значений температур подогреваемого топлива в фильтре тонкой очистки и топливозаборнике приведены на рис. 5 и 6. Схема размещения ТХК для фильтра грубой очистки топлива тоже соответствует рис. 5.

Результаты экспериментального исследования

Экспериментальное исследование эффективности разработанного нагревательного устройства проведено в два этапа. На первом этапе проведен раздельный 20-минутный нагрев каждого из лабораторных образцов элементов топливной системы. На втором этапе испытана полномерная лабораторная установка в условиях стенда КІ 2205-02 для регулирования топливной аппаратуры дизеля 4ДТНА (рис. 7).

Собранная установка имитировала полноразмерную топливную систему дизеля 4ДТНА в автомобиле УАЗ-31512 от топливозаборника топливного бака автомобиля до форсунок дизеля. Охлаждение лабораторной установки до отрицательных температур проводилось в малогабаритной климатической камере ILKA, типа К1К800 производства Германии (рис. 8).

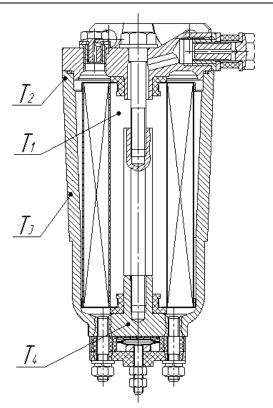


Рис. 5. Схема размещения термоэлектрических преобразователей для фильтра тонкой очистки топлива

В результате первого этапа исследований установлено, что при 20-минутном прогреве топлива в фильтрах как тонкой, так и грубой очисток температура топлива T_1 увеличилась на 65...75 0 C и практи-

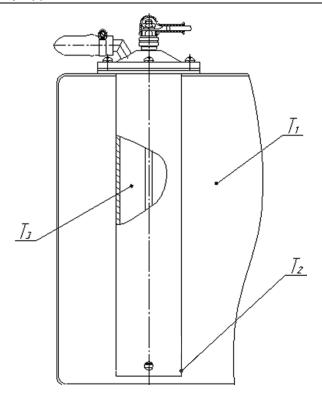


Рис. 6. Схема размещения термоэлектрических преобразователей для топливозаборника

чески совпала с температурой T_3 корпусов фильтров. Характеристика изменения температур $(T_1 - T_3)$ при прогреве заборника топливного бака представлена на рис. 9.

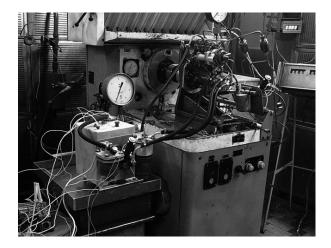


Рис. 7. Лабораторная установка для испытаний топливной системы дизеля 4ДТНА, оборудованной топливным нагревательным устройством.

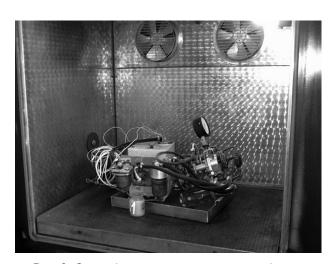


Рис. 8. Охлаждение топливной системы дизеля 4ДТНА в климатической камере.

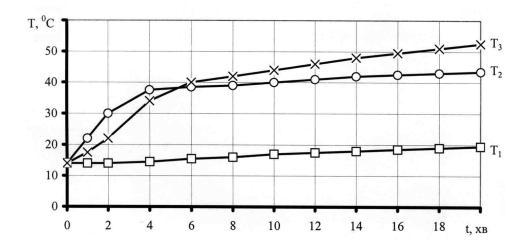


Рис. 9. Характеристика изменения температур топливозаборника при 20-минутном прогреве.

Из результатов прогрева следует, что за 20 минут прогрева температура топлива внутри заборника может увеличиваться на 40...50 °C. При этом в топливном баке ёмкостью 10 л имеет место незначительное (до 5 °C) увеличение температуры основной массы топлива вблизи заборника.

Второй этап исследований проведен на летней и зимней марках дизельного топлива при охлаждении топливной системы до температуры топлива минус 45 0 C с полным его застыванием. Характерная для этих исследований зависимость температур топлива в топливозаборнике (T_{3}) и топливном баке (T_{1}) от продолжительности включения ПНЭ при разных исходных температурах топлива приведена на рис. 10.

В целом результаты исследований на полномерной моделе показали, что при исходной температуре минус 45 0 C и 20-минутном включении топливного нагревательного устройства температура топлива в фильтре грубой очистки увеличилась на 82 0 C, в фильтре тонкой очистки на 76 0 C, в заборнике топлива на 62 0 C. При этом, разработанное нагреватель-

ное устройство обеспечило требуемую пусковую подачу топлива через форсунки дизеля даже при температуре минус $45\,^{0}$ С и работе на летнем топливе с температурой застывания минус $12\,^{0}$ С. Полученное значение увеличения температуры топлива (от исходной в топливном баке) при его подаче в режиме пусковой частоты вращения из топливного бака в цилиндры дизеля составило 42 - $45\,^{0}$ С, что указывает на высокую эффективность разработанной системы подогрева топлива.

Для сравнения фактических затрат электрической энергии на предпусковой подогрев топлива разработанным нагревательным устройством достаточно привести данные источника [2], где мощность, потребляемая известным электронагревателем, установленным только в фильтре тонкой очистки автомобильного дизеля составляет 600 Вт, в то время как аналогичную величину имеет суммарная начальная мощность всех трёх ПНЭ разработанного устройства, и уже через одну минуту работы их энергопотребление автоматически падает в три раза.

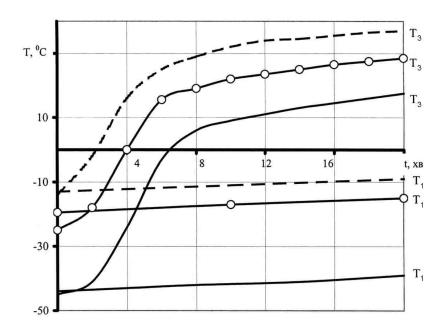


Рис. 10. Изменение температур топливозаборника при 20-минутном прогреве на летнем топливе.

Заключение

Приведенные результаты экспериментального исследования показывают, что совершенствование конструкции топливной системы автомобильного дизеля 4ДТНА путём установки унифицированных устройств подогрева, выполненных на базе позисторных нагревательных элементов, в топливозаборнике топливного бака, фильтрах тонкой и грубой очисток топлива позволяет обеспечить её работоспособность до температуры минус 45 °C при работе на летнем дизельном топливе. Предложенное техническое решение легко реализуется как на вновь разрабатываемых дизельных двигателях, так и дизелях, поставленных на производство или находящихся в эксплуатации.

Список литературы:

1. Бородин Ю.С., Грицюк А.В., Дороженко А.Н., Демиденко Д.В., Кондратенко В.Г. Устройство локального предпускового подогрева коренных подшипников коленчатого вала дизеля на основе позисторной керамики. // Двигатели внутреннего сгорания: Всеукраинский науч. - техн. журн. - Харьков, НТУ "ХПИ", 2003. - Вып. 1 - 2, С. 15-19. 2. Григорьев М.А., Борисова Г.В., Пахакадзе Г.А. Пути обеспечения работоспособности топливных фильтров дизелей в условиях отрицательных температур // Двигателестроение - Санкт-Петербург, 1991 № 10-11, С. 40-42.

УДК 621.436-57

Алёхин С.А., канд. техн. наук, Грицюк А.В., канд. техн. наук, Краюшкин И.А., инж., Задрыкин А.А., инж., Бородин Д.Ю., канд. техн. наук

ПРИМЕНЕНИЕ СВЕЧЕЙ НАКАЛИВАНИЯ ДЛЯ ОБЛЕГЧЕНИЯ ПУСКА ХОЛОДНЫХ ДИЗЕЛЕЙ ТИПА 5ТДФ И 6ТД

В настоящее время для облегчения холодного пуска практически все автомобильные дизели выпускаются со свечами накаливания. Преимуществами свечей накаливания является их эффективность, небольшая стоимость, малые энергозатраты, простота установки и надёжность по сравнению с другими устройствами облегчения пуска холодного дизеля.

Как правило, свечи накаливания устанавливаются в камере сгорания, которая выполняется в головке блока или в днище дизеля. В дизелях типа 5ТДФ и 6ТД камера сгорания образована в цилиндре между накладками поршней, движущимися друг к другу навстречу. Минимальное расстояние между торцами накладок поршней находится в пределах 3...3,5 мм. Из-за этих особенностей конструкции дизелей типа ТД и возникали трудности применения свечей накаливания и работы в этом направлении не проводились.

Поэтому в настоящее время и были проведены исследовательские работы с целью возможности установки свечей накаливания в дизелях типа 5ТДФ и 6ТД и проверке их эффективности.

Рассматривались два варианта установки свечей накаливания в цилиндры дизелей ТД:

- без выступания за пределы зеркала цилиндра, с организацией поджига топливной смеси в специальном переходнике (рис. 1 а);
- размещения нагревательного элемента свечи накаливания в камере сгорания с дообработкой накладок поршней (рис. 1 б).

При исследовании возможности применения свечей накаливания на дизелях ТД использовались свечи производства фирм Германии и Испании.

Проведенные температурные исследования свечей показали, что в зависимости от температуры

окружающей среды, время прогрева их перед пуском дизеля должно находиться в пределах 20...30 с.

В основном исследования проводились на двигателе $5TД\Phi$. В процессе испытаний использовалось маловязкое масло $M8B_2C$. В качестве топлива применялась смесь 80% летнего дизельного топлива и 20% топлива TC-1, а также зимнее дизельное топливо.

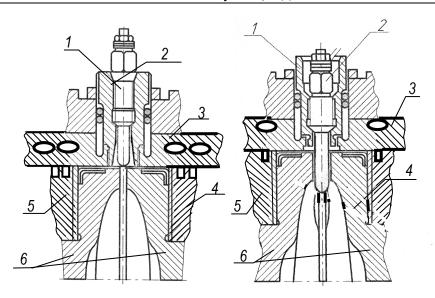
Проведенные пусковые испытания по первому варианту установки свечей накаливания в цилиндры дизеля ТД показали, что положительный эффект получен только при температуре окружающей среды выше плюс 5 0 C.

По варианту установки свечей накаливания без выступания их за пределы зеркала цилиндров были оснащены свечами дизели 457К и в настоящее время они проходят подконтрольную эксплуатацию в катерах «Калкан» и моторной яхте. При температуре окружающей среды плюс $5\,^{0}$ С и выше двигатели по пускам замечаний не имеют.

При отрицательных температурах окружающей среды были проведены исследования только по второму варианту установки свечей накаливания. Испытания проводились при $t_{\rm okp}=0$ ÷ минус $20\,^{0}$ C. Результаты испытаний представлены в таблице.

Характер протекания пускового процесса дизеля при использовании свечей накаливания показан на графике (рис. 2).

При пуске холодного дизеля со свечами накаливания вспышки в цилиндрах начинаются сразу после начала прокручивания коленчатого вала и через 2...3 с частота вращения дизеля увеличивается до n=800...900 мин⁻¹, а через 7...20 с после включения стартера - до n=1400...1800 мин⁻¹, т.е. происходит пуск.



a) - без выступания за пределы зеркала цилиндра;

б) - с размещением нагревательного элемента в камере сгорания и дообработки накладок поршней

Рис. 1. Установка свечей накаливания в цилиндры дизелей 5ТДФ и 6ДТ 1 - свеча накаливания; 2 - переходной штуцер; 3 - цилиндр; 4 - продувочный поршень; 5 - выпускной поршень; 6 - накладки

Таблица 1. Результаты пусковых испытаний холодного дизеля 5ТДФ.

№№ п/п	t _{окр.} , ⁰ С	$ au_{nporp.cs.}$, C	n _{пуск} , мин ⁻¹	$\tau_{\text{пуск}}, c$	Примечание
1	0	20	230	5	U _{пит.СГ} = 48 В
2	-4	20	230	7	
3	-12	30	210	14	
4	-13	30	200	15	
5	-15	30	200	15	
6	-16	30	200	18	
7	-18	30	200	20	
8	-20	30	190	20	
9	-12	30	200	45	Без свечей в 4 и 5 ц-рах
10	-10	30	150	17	$U_{\text{пит.C}\Gamma} = 30 \text{ B}$
11	-20	30	75	43	U _{пит.СГ} = 24 В
12	-12	ı	200	55	АΦП

Зависание дизеля при частоте вращения коленчатого вала n = 800...900 мин⁻¹ происходит, видимо потому, что при продувке цилиндров холодным воздухом, из-за плохого рабочего процесса, недостаточно мощности для преодоления механического сопротивления. Чем ниже температура окружающей среды, тем продолжительней зависания дизеля на частоте n=800...900 мин⁻¹. Со временем ЦПГ прогревается, и дизель выходит из режима зависания.

Также были проведены пуски холодного дизеля при напряжении электропитания СГ 30 и 24 В вместо 48 В. При этом пусковая частота составила 150 и 75 мин $^{-1}$, соответственно. Время пуска увеличилось и при $t_{\text{окр}}$ =минус 20 0 C составило 43 с ($U_{\text{пит.СГ}}$ = 24 В). Это свидетельствует о том, что до $t_{\text{окр}}$ =минус 20 0 C пуски холодного дизеля ДТ с использованием свечей накаливания возможны и при более низкой пусковой частоте вращения коленчатых валов.

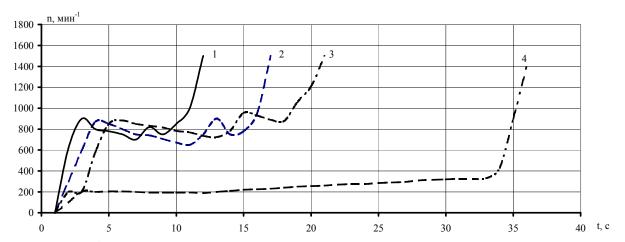


Рис. 2. Пуски двигателя 5ТДФ при отрицательной температуре окружающей среды 1. $t_{okp} = -4$ ^{0}C , $n_{nyck} = 230$ мин $^{-1}$, свечи накаливания,

 $t_{okp} = -15 \, {}^{0}C$, $n_{nyck} = 200 \, \text{мин}^{-1}$, свечи накаливания,

3. $t_{okp} = -20 \, {}^{0}C$, $n_{nyck} = 190 \, \text{мин}^{-1}$, свечи накаливания,

4. $t_{окр} = -12 \, ^{0}C$, $n_{nyck} = 200$ мин⁻¹, $A\Phi\Pi$

Кроме этого были проведены пусковые испытания дизеля $5TД\Phi$ с имитацией выхода из строя двух из пяти свечей. При температуре окружающей среды минус $19\,^{0}$ С дизель пустился за 45 с.

Для сравнения пусковых качеств со штатной системой облегчения пуска дизеля при отрицательной температуре окружающей среды были проведены испытания с использованием автономного факельного подогрева (АФП). Пуски выполнялись при температуре окружающей среды минус 12 °C. Продолжительность пуска дизеля с АФП составляет 50...55 с. При этом первые 15...20 с прокрутка дизеля происходит без вспышек в цилиндрах. В дальнейшем с появлением вспышек дизель зависает при n=350...400 мин⁻¹ и после этого через 30...35 с происходит пуск.

Отличие по характеру и продолжительности пуска дизеля ТД при отрицательной температуре окружающей среды со свечами накаливания и АФП, вероятно, объясняется тем, что со свечами происходит практически мгновенный поджёг топливной сме-

си калоризаторным способом, а с $A\Phi\Pi$ - за счёт температуры сжатого воздуха и зависит от прогрева его $A\Phi\Pi$.

По второму варианту установки свечей также проходит подконтрольную эксплуатацию в катере «Калкан» дизель 457КМ. Пусковые качества этого дизеля находятся на высоком уровне.

Таким образом, установка свечей накаливания в цилиндры дизелей типа ТД является эффективным способом облегчения их пуска. При этом свечи должны устанавливаться в цилиндры таким образом, чтобы их нагревательный элемент размещался в камерах сгорания дизеля.

Список литературы:

1. Банников В.В., Расчёт параметров штифтовых свечей накаливания, Автомобильная промышленность, 1999, № 5. 2. Отчёт НИР №4352. Результаты пусковых испытаний двигателя 5ТДФ со свечами накаливания при отрицательной температуре окружающей среды. КП ХКБД, 2006 г.

УДК 623.438.324

В.Ф. Климов, канд. техн. наук, С.А. Волосников, асп., А.И. Бобровский, инж.,

Г.А. Кузнецов, инж.

ПРИМЕНЕНИЕ НЕТРАДИЦИОННЫХ ИСТОЧНИКОВ ТОКА В СИСТЕМЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ПУСКА ДВИГАТЕЛЕЙ ВГМ

ВВЕДЕНИЕ

ПУСК ТАНКОВОГО ДВИГАТЕЛЯ **ДОСТАТОЧНО** ЯВЛЯЕТСЯ СЛОЖНОЙ И ТРУДОЕМКОЙ ЗАДАЧЕЙ И ТРЕБУЕТ OT МЕХАНИКА-ВОЛИТЕЛЯ ПРИОБРЕТЕНИЯ НЕОБХОДИМЫХ НАВЫКОВ. ДЛЯ ОСУЩЕСТВЛЕНИЯ НАДЕЖНОГО ПУСКА ОБЕСПЕЧЕНИЕ ТРЕБУЕТСЯ ПОДВОДА МОЩНОСТИ К ВАЛУ ДВИГАТЕЛЯ, КОТОРАЯ ДОЛЖНА СОСТАВЛЯТЬ (20-25)КВТ. ОСОБЕННО ЗАТРУДНИТЕЛЕН ПУСК ДВИГАТЕЛЯ ЗИМНИХ УСЛОВИЯХ, ПРИ ТЕМПЕРАТУРЕ ОКРУЖАЮЩЕГО ВОЗДУХА НИЖЕ МИНУС 25° С. ПУСК ТАНКОВОГО ДВИГАТЕЛЯ ВОЗМОЖЕН СЛЕДУЮЩИМИ СПОСОБАМИ:

- ЭЛЕКТРОСТАРТЕРОМ, С ПОМОЩЬЮ АККУМУЛЯТОРНЫХ БАТАРЕЙ (АКБ);
- ВОЗДУШНЫМ ПУСКОВЫМ УСТРОЙСТВОМ (СЖАТЫМ ВОЗДУХОМ);
- КОМБИНИРОВАННЫМ (СОВМЕСТНОЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЕ АКБ И ВОЗДУШНОГО ПУСКОВОГО УСТРОЙСТВА):
- ПУСК ОТ ВНЕШНИХ ИСТОЧНИКОВ;
 - ПУСК С БУКСИРА.

Преимущество использования каждого из способов зависит от многих факторов. Для пуска двигателя электростартерным способом необходима достаточная степень заряженности АКБ, которая должна составлять более 50% емкости в летний период экс-

плуатации и более 75% в зимний. Устанавливаемый стартер-генератор СГ-18 развивает мощность в стартерном режиме 21кВт. Однако невысокий КПД, который составляет 0,5-0,6, а также значительное время прокрутки двигателя при пуске предопределяют достаточно жесткие требования, предъявляемые к мощности и энергоемкости источников питания. Пуск танкового двигателя воздушным пусковым устройством является эффективным при температуре масла двигателя не ниже плюс 50°C и наличия необходимого давления воздуха в системе воздухопуска в соответствии с температурой окружающей среды. Пуск от внешних источников возможно производить от однотипных машин, которые в своем составе имеют аналогичную или совместимую пускорегулирующую аппаратуру, электростартерным способом, а также воздушным пусковым устройством. Пуск танкового двигателя с буксира является менее предпочтительным и должен производиться только в случае невозможности пользования другими способами, так как в данном случае увеличивается износ цилиндропоршневой группы двигателя.

Применяемые на ВГМ стартерные свинцовокислотные АКБ предназначены для питания потребителей электрической энергии при неработающем двигателе, обеспечения пуска двигателя, а также служат хорошим фильтром для бортовой электрической сети. Традиционное использование на танках четырех АКБ, в основном, определяется требованиями по обеспечению необходимой мощности и энергоемкости источников электрической энергии при пуске танкового двигателя. При этом, основные потребители электрической энергии включаются в работу при работающем двигателе, а следовательно, их питание происходит от стартер-генератора, работающего в генераторном режиме, и только в случае недостаточности его мощности необходимо подключение АКБ в бортовую систему питания потребителей.

Постановка задачи

Пуск танкового двигателя требует значительного количества электроэнергии, а батареи, в зависимости от температуры электролита могут отдавать емкость в 2-4 раза меньше номинальной. Это происходит из-за увеличения вязкости электролита и снижении его диффузионной способности, в результате чего происходит повышение внутреннего сопротивления АКБ, что ведет к неизбежному снижению ее мощности и емкости. Таким образом, система электрического пуска двигателя со свинцово-кислотными стартерными АКБ не всегда обеспечивают надежный пуск двигателя в холодных условиях, при температуре окружающей среды ниже минус 25°C. Существует целый ряд технических средств, которые позволяют облегчить пуск танкового двигателя в зимних условиях. Среди них необходимо отметить следующие: включение масловпрыска перед пуском, для снижения сил трения цилиндро-поршневой группы; автономный факельный подогрев, позволяющий прогревать воздушную смесь, поступающую в цилиндры двигателя; включение подогревателя перед осуществлением пуска для разогрева охлаждающей жидкости и масла; использование маловязкого масла М8В₂С, которое позволяет осуществлять пуск без предварительного прогрева двигателя, при температурах окружающего воздуха до минус 25°C.

Одним из направлений совершенствования систем электрического пуска является улучшение характеристик АКБ, путем обеспечения необходимого теплового состояния, а также изыскание возможностей применения альтернативных источников энер-

гии, которые по своим характеристикам должны превосходить традиционные источники электрической энергии.

В данной статье рассматриваются некоторые способы повышения эффективности работы системы электрического пуска двигателя при низкой температуре окружающей среды за счет совместного использования аккумуляторных батарей и емкостных накопителей энергии.

Известны конструкции обогревных АКБ, внутри которых встроены электрические нагревательные элементы, способные осуществлять прогревание электролита с интенсивностью (1,5-2,5)°С/мин [1]. Электрические нагревательные элементы расположены в каждом аккумуляторе, а суммарная мощность на батарею составляет порядка 1200Вт. Чтобы обеспечить работоспособность обогревных АКБ, необходимо применение специальной аппаратуры управления для осуществления контроля теплового состояния батареи и поддержания температуры электролита в заданном режиме. Обогревные АКБ имеют больший вес в сравнении с обычными АКБ, что ведет к возрастанию трудоемкости по их снятию с машины для проведения технического обслуживания, а также повышается их стоимость.

Известны также конструктивные мероприятия по разогреву АКБ путем пропускания через них переменного тока, выделяющего на их активном сопротивлении тепловую мощность [2]. В состав данного устройства входит источник переменного тока, трансформатор для согласования внутреннего сопротивления АКБ с внутренним сопротивлением источника и регулятор температуры электролита АКБ, который обеспечивает подключение источника тока к трансформатору, когда температура электролита опускается ниже заданной. В качестве датчика температуры электролита установлен терморезистор. Недостатком является то, что для разогрева электролита четырех АКБ со скоростью 2,5°С/мин, суммар-

ная затрачиваемая мощность достигает 11кВт. Таким образом, для обеспечения разогрева электролита АКБ требуется значительная мощность дополнительного источника тока. Следовательно, реализацию данных устройств наиболее целесообразно производить вне изделия, а значит их применение возможно обеспечивать в местах постоянной дислокации, то есть в парках хранения техники.

Решение задачи

Другим эффективным направлением совершенствования системы электрического пуска двигателей является использование нетрадиционных для военно-гусеничных машин источников энергии – накопителей энергии. В данном случае подразумевается использование емкостных накопителей (ЕН) энергии, преимущество которых в сравнении с традиционными источниками энергии состоит в том, что они способны накапливать в себе энергию, заряжаясь от АКБ, достаточную для обеспечения пуска двигателя и разряжаться в стартерном режиме большим током. При этом их заряд происходит от АКБ зарядными токами, которые значительно меньше токов стартерного режима.

Суммарный момент сопротивления пускаемого двигателя, приведенный к валу стартера, можно разложить в виде суммы моментов:

$$M_{AB\Sigma} = (\eta_{RP} \cdot i_{RP})^{-1} \cdot [M_{CP} + M_K + A \exp^{(-BW)} + M_{CR}]$$

$$+ M_{CR}]$$
(1)

где: $\eta_{\mathit{\PiP}}$ - КПД привода стартера; $i_{\mathit{\PiP}}$ - передаточное отношение привода; M_{CP} - среднее значение момента сопротивления двигателя электростартерному прокручиванию; M_K - момент сил компрессии; M_{CH} - момент сопротивления силовой передачи; $A\exp^{(-BW)}$ - момент сопротивления при страгивании вала двигателя.

Для определения среднего значения момента сопротивления двигателя электростартерному прокручиванию M_{cp} , можно использовать следующую эмпирическую зависимость:

$$M_{CP} = (B + C \cdot w_{JB}) \cdot v^D \cdot V_{JB} \cdot F \tag{2}$$

где: B,C,D,F — эмпирические коэффициенты, которые зависят от числа и расположения цилиндров; v^D - кинематическая вязкость смазки; $V_{\mathcal{A}\mathcal{B}}$ - объем двигателя; $w_{\mathcal{A}\mathcal{B}}$ -частота вращения коленвала двигателя.

При осуществлении расчета пуска «холодного» двигателя, в уравнении (2) необходимо вводить температурные зависимости вязкости масла.

Момент сил компрессии можно определить по следующей формуле:

$$M_K = \sum_{i=1}^{i=\kappa} (P_i - P_a) \cdot \left(\frac{\pi \cdot d^2}{4}\right) \cdot r \cdot \sin(\alpha + \beta) / \cos \beta \quad (3)$$

где: P_i -текущее давление в i-м цилиндре; P_a - давление воздуха в начале такта сжатия; d -диаметр цилиндра; r -радиус кривошипа; κ -число цилиндров; α -текущий угол поворота вала двигателя; β -фаза, соответствующая положению поршня в i-м цилиндре относительно поршня в первом.

В случае питания стартера от ЕН выполняется следующее условие:

$$U_{CT} = U_{H} = U_{0} - C^{-1} \cdot_{0} \int_{0}^{t} \cdot I_{CT} \cdot dt$$
 (4)

где: U_{CT} - напряжение на стартере; U_H - напряжение накопителей; U_0 - начальное значение напряжения накопителей при пуске; C — электрическая емкость накопителей; I_{CT} - сила тока стартера.

Мощность сопротивления электростартерному прокручиванию двигателя определяем по предложенной формуле [3]:

$$P_0 = \frac{M_{AB\Sigma} \cdot n_{II}}{974 \cdot \eta_{IIP}} \tag{5}$$

где: P_{θ} - мощность сопротивления электростартерному прокручиванию двигателя; n_{Π} — пусковая частота вращения вала двигателя.

Для определения тока стартера, соответствующего максимальной мощности, воспользуемся формулой:

$$I_{CT} = \frac{2*10^3 \cdot P_0}{(U_H - \Delta U_{II}) \cdot \eta_{MM}} + \frac{I_{XX}}{2}$$
 (6)

где: I_{CT} – ток стартера, соответствующий максимальной мощности; $\Delta U_{I\!I\!I}$ – падение напряжения в щеточно-коллекторном узле; η_{MM} – магнитномеханический КПД стартера; I_{XX} - ток холостого хода стартера.

Существуют различные варианты подключения ЕН в систему электрического пуска, которые выбираются, главным образом, исходя из характера и параметров процесса заряда накопителей от мощного источника тока, которым являются АКБ, или разряда на нагрузку, соизмеримую с сопротивлением стартерной цепи системы электрического пуска.

При осуществлении пуска двигателя от аккумуляторов напряжение на стартере определяется количеством подключаемых АКБ, а также их параметрами. При этом, пускорегулирующая аппаратура обеспечивает автоматическое переключение батарей на питание стартера напряжением +48B, а остальных потребителей на время пуска двигателя — напряжением +24B.

Наиболее приемлемым вариантом подключения АКБ совместно с ЕН является разделение их на две группы: группа АКБ и группа ЕН, которые подключены параллельно, с возможностью подключения каждой из групп на последовательное соединение с получением напряжения питания стартера +48В, для обеспечения работы стартерного режима и осуществления пуска двигателя. При этом, на время пуска двигателя, необходимо обеспечить питанием остальных потребителей, напряжением +24В от АКБ. В данном случае, возможно производить пуск двигателя, как от АКБ, так и от ЕН, а также осуществлять переключения режимов пуска от АКБ к ЕН и наобо-

рот с любыми интервалами времени. Обеспечение работы данного схемного решения и реализация на изделии предполагает разработку аппаратуры управления по осуществлению пуска двигателя.

Так как емкостные накопители в режиме максимального разряда способны отдавать достаточно большой ток, который может достигать 2500А, то при осуществлении пуска двигателя стартером целесообразно на начальной стадии произвести кратковременное подключение АКБ, а затем произвести подключение емкостных накопителей с одновременным отключением АКБ из электрической стартерной цепи. В случае, если пуск двигателя не состоялся, а ЕН разрядились, то необходимо вновь произвести подключение стартера к аккумуляторам, для продолжения протекания процесса электрического пуска двигателя. Также необходимо отметить, что включение АКБ для осуществления пуска двигателя перед включением накопителей, позволяет сохранить заряд накопителя во время протекания электромеханичепроцесса ского В системе «стартер-приводдвигатель». Благодаря этому, возможно обеспечить более полное использование энергии накопителя при пуске двигателя. Также сохраняется возможность осуществления пуска двигателя комбинированным способом, при совместном использовании системы электрического пуска и воздушного пускового устройства. Немаловажную роль в пользу накопителей играет и тот факт, что при незначительно меньших размерах, по сравнению с АКБ, они имеют значительно меньшую массу, которая составляет (25-27)кг, против массы аккумулятора 12СТ-85, которая составляет около 72кг. Это способствует значительному снижению массы, а также возможности компоновки в изделии без дополнительного увеличения объема, занимаемого аккумуляторным отсеком.

Необходимо также учитывать, что пуск холодного двигателя от ЕН при низких температурах окружающей среды, даже при использовании маловязкого масла $M8B_2C$, не исключает использование подогревателя, так как необходимо получение соответствующей вязкости масла для обеспечения его впрыска в цилиндры двигателя, что ведет к снижению сил трения цилиндро-поршневой группы, и в конечном итоге способствует повышению ресурса его работы. Пуск прогретого двигателя, а также последующие пуски в случае его остановки целесообразно производить с использованием ЕН. Следовательно, накопители, при работающем двигателе должны находиться в заряженном состоянии, которое целесообразно производить от стартер-генератора, работающего в генераторном режиме.

Заключение

Проведенный в работе анализ показал, что для осуществления надежного пуска танкового двигателя в условиях температур ниже минус 25°C, когда резко ухудшаются пусковые свойства аккумуляторных

батарей, альтернативным источником электрической энергии могут быть емкостные накопителей энергии, которые используются совместно с АКБ. При этом, сначала необходимо подключение к стартергенератору двух последовательно-соединенных АКБ на первой стадии пуска, а затем подключение двух последовательно соединенных ЕН с одновременным отключением АКБ.

Список литературы:

1. М.Г. Калашников Аккумуляторные батареи с электрическими нагревательными элементами // ВБТ, -№8, 1988, -C.51-54. 2. В.Д. Константинов, А.В. Павлов Разогрев танковых аккумуляторных батарей переменным током // ВБТ, -№6, 1987, -C.38-40. 3. Методы расчета основных энергетических показателей систем электроснабжения специальных гусеничных машин //ОСТ ВЗ-4055-78, 1978, -21с.

УДК 621.18

А.Д. Русавський, инж., О.А. Гаркуша, инж., Б.М. Посмітний, инж., Ю.І. Горпинко, канд. техн. наук

ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ ГІДРОДИНАМІЧНИХ ДЖЕРЕЛ ТЕПЛА ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ БОЄГОТОВНОСТІ МОТОРИЗОВАНИХ ПІДРОЗДІЛІВ

Постановка проблеми

З середини 90-х років XX сторіччя в багатьох країнах світу швидко розвиваються технології нових гідродинамічних джерел тепла. Технічні характеристики таких нагрівників вельми відрізняються від звичних котлів на основі використання органічних палив чи електричної енергії. Відповідно, при вико-

ристанні нових джерел тепла з'являються додаткові можливості. Вони видаються сприятливими для військового застосування, особливо в умовах теперішньої глобальної енергетичної кризи.

Сучасні військові підрозділи ϵ механізованими. Тож задача підвищення боєготовності автомобільної техніки в холодну пору року актуальна для Збройних Сил України в цілому і може знайти нові рішення.

Аналіз публікацій

Основними процесами, що забезпечують можливість виробляти тепло в гідродинамічних агрегатах є утворення і сплескування кавітаційних пузирів в рідині, що знаходиться у вихровому русі. [1,2]. Таким чином виробництво тепла не потребує зовнішнього нагріву. При цьому, спосіб використання тепла є таким же, як і в традиційних системах теплопостачання. Рідке робоче тіло, пройшовши джерело, підвищує свою температуру (можливо випаровується) і далі переносить тепло до об'єктів його споживання чи накопичення.

Найбільш відомими з нових джерел тепла ε такі, що улаштовані на основі вихрових труб з рідким робочим тілом. Їх перевагами ε висока ефективність, яка наблизилася до рівня теплових насосів (400%). При цьому, на відміну від останніх, гідродинамічні джерела не вимагають створення складних інженерних споруд для прийому низько-потенціального тепла. Понад-одинична корисна ефективність досягається використанням нових енергій.

На водяному теплоносії досягнутий рівень ефективності вихрових тепло-генераторів складає 190—300% [3,4], на поліметилсилоксановій рідині ПМС-300 не менш 390% [4]. Недоліками вказаних систем є наявність іонізуючого випромінювання при їх роботі, порівняно висока складність обладнання, що включає насос перекачування рідини, відсутність можливості виробництва пари.

Дещо пізніше з'явилися роторні конструкції [5], в яких вихровий рух рідини забезпечений обертанням ротора, встановленого в статор з робочим зазором, в якому і проходять необхідні для виділення тепла процеси, включно із кавітацією рідини. Роторно-кавітаційні агрегати здатні підігріти холодну воду до 90 °C за один прохід [6]. Корисна ефективність таких систем досі не перевищує 200 відсотків [2,6],

але роторно-кавітаційні джерела не генерують іонізуючого випромінювання й мають просту конструкцію. До технологічного блока в складі статора і посадженого на вал ротора, в принципі, необхідне доповнення лише у вигляді системи приводу валу в обертальний рух.

Важливою перевагою роторно-кавітаційних джерел є недавно реалізована можливість виробництва пари рідин. Ряд продуктивності водних парогенераторів, розроблених на ВП "Ваговимірювач", за даними [7,8] складає 25, 50 і 110 кілограм пари за годину. Парадоксальною властивістю гідродинамічних тепло-генераторів [3,6,7,8] є досягнення ними максимальної ефективності при подачі на вхід рідини низької температури [3]. Вона справедлива і для генераторів водяної пари. Вага і габарити технологічних блоків роторних тепло- і парогенераторів набагато менші ніж в аналогічних котлів. Час виходу парогенератора на робочий режим не перевищує 300 секунд [7].

Згідно з даними [9] задачі виробництва різних кількостей тепла джерелами різної потужності є важливими для забезпечення багатьох аспектів боєготовності моторизованих частин і підрозділів. Прикладами різнорідних потреб у джерелах тепла можуть бути: передпусковий підігрів автомобільного двигуна, опалення гаражних боксів, забезпечення підрозділів гарячою водою у польових умовах й тому подібні. Наскільки нам відомо, спеціальний аналіз переваг використання гідродинамічних джерел тепла для потреб військових, зокрема моторизованих, частин і підрозділів досі в літературу проведеним не був.

Мета і задачі досліджень

Метою досліджень було виявлення можливих ситуацій, в яких використання гідродинамічних джерел тепла має істотні переваги в забезпеченні потреб автомобільних і моторизованих частин і підрозділів.

Для досягнення мети було виконано аналіз літературних публікацій і проведені найпростіші схемні й кількісні оцінки.

Забезпечення боєготовності автомобільної техніки в умовах стаціонарного автопарку

Стан питання

Для підвищення боєготовності автомобілів, які на протязі холодної пори року зберігаються в стаціонарних умовах, нині застосовують декілька варіантів їх зберігання. Найкращим вважається використання опалюваних боксів, але це надто затратний варіант. Гаражні бокси мають невдалу для зберігання тепла геометричну форму. Вони є високими одноповерховими спорудами, через це для них притаманна велика питома поверхня контакту будівельних конструкцій з довкіллям на одиницю опалюваного об'єму.

Для забезпечення в подальшому економічності опалення, при їх спорудженні необхідне використання якісних, а значить дорогих, будівельних конструкцій. Якщо спробувати зекономити на таких капітальних затратах різко зростуть експлуатаційні витрати на паливо. Груба оптимізація капітальних й експлуатаційних затрат дає оцінку витрати тепла на рівні, порядку потреб стандартного п'ятиповерхового будинку для однієї гаражної споруди на 30 автомобілів.

З причин високих витрат на розглядуваний варіант автомобільна техніка Збройних Сил України забезпечена опалюваними боксами менше ніж на 10 відсотків. Це при тому, що в спадок їм залишилися капітальні споруди економічно потужного СРСР. У розглядуваного способу є і додаткові недоліки. Об'єм гаражних споруд, де для забезпечення боєготовності автомобілів дійсно необхідна підвищена температура, становить малу долю від загального. Проміжки часу, в які дійсно необхідна підвищена температура в цих незначних об'ємах, є малим від-

носно протягу холодної пори року. Зберігання автомобілів в умовах закритого опалюваного приміщення знижує їх корозійну стійкість й експлуатаційний ресурс.

Ці моменти враховує інший варіант зберігання автомобільної техніки: в неопалюваних приміщеннях зі спорожненими системами рідинного охолодження. У разі необхідності швидкого масового запуску двигуни, що мають температуру довкілля, слід одночасно відігріти до температуру 70-80 °C і залити їх системи охолодження рідиною тих же температур. Необхідна для вирішення цих задач кількість тепла складає 106 ккал на автопарк в 150 машин.

Для виробництва такої кількості тепла за час прибуття особового складу по раптовій бойовій тривозі (2 години) необхідне надійне джерело з потужністю 780 кіловат, за умови, що час його виходу на режим не перевищить 30 хвилин. В якості такого джерела використовується водо-мастилогрійка - попередньо створений запас гарячої води (близько десяти тон), який постійно підтримується в нагрітому стані (90 °C) протягом всієї холодної пори року. Варіант потужного надійного котла традиційного виконання, який би швидко виробляв необхідну кількість тепла й готував необхідну кількість води для заповнення систем охолодження автомобілів виявився не конкурентоспроможним.

Недоліками використання водо-мастилогрійки ϵ те, що операції по відігріванню двигуна гарячою водою виконуються вручну, ϵ небезпечними і повільними. Вони спряжені з ризиком розмерзання двигуна за рахунок контакту рідини з великою холодною масою.

Готовність до запуску автомобілів з залитою системою охолодження, може бути забезпечена використанням вбудованих підігрівачів двигунів. Спеціалізована техніка для вирішення задачі за відмови вбудованого підігрівача - це моторні підігрівачі на шасі автомобілів. Їх недоліками ϵ великі вага і габарити, споживання окремого палива - гасу.

Пропозиції покращення

Для опалення гаражних споруд з високою теплоізоляційною якістю будівельних конструкцій, можуть виявитися придатними автономні системи теплопостачання [4]. За даними розробників термін повернення витрат на них не перевищує два роки. Найбільш доцільним видається варіант застосування автономних систем теплопостачання таких гаражних споруд, які розташовані далеко від об'єктів постачання органічними паливами, але забезпечені електричною енергією. Для підтвердження прийнятності пропозиції необхідні натурні випробування.

Для вирішення задач передпускового підігріву елементів автомобілів, системи охолодження двигунів яких спорожнені, найбільш доцільним вважаємо використання гідродинамічних парогенераторів. Пара на одиницю ваги переносить енергії приблизно в 15 раз більше порівняно з рідиною в найчастіше використовуваному інтервалі температур 85-50 °С. При передачі тепла споживачеві не відбувається падіння температурного потенціалу теплоносія. Оскільки системи обігріву на основі гідродинамічних парогенераторів ще не відпрацьовувалися в літературі, було виконано детальніше обгрунтування пропозиції. Воно наведене нижче.

Детальне обгрунтування

3 метою попередження ушкоджень електричних систем автомобілів відігрів двигунів пропонуємо теплом глухої пари, для підігріву елементів трансмісії допустиме використання відкритої пари. Технологічна схема відігрівання автомобільних двигунів, нагріву запасу води, а також автоматизованої заправки систем охолодження двигунів гарячою водою наведена нижче на Рис. 1.

Щоб забезпечити практичну реалізованість технології, для приводу основних парогенераторів 11 (див. Рис.1), пропонується використання автомобільного двигуна 8. Воно дозволить уникнути необхідності підключення до надійних й потужних електричних джерел, забезпечуючи покриття енергетичних потреб за рахунок резерву моторного палива на декілька годин роботи всіх необхідних парогенераторів автопарку. Для досягнення в період бойової тривоги повної енергетичної автономності достатньо поєднати з приводним ДВЗ резервний електричний генератор 12 потужністю 16 кВт.

Економічність пропозиції можна підвищити використанням таких ДВЗ, які пройшли капітальний ремонт. З цих же міркувань, також пропонується локальне виробництво пари в межах одного гаражного приміщення, що дозволить уникнути проблеми створення розгалужених мереж.

Потребу в сировині для парогенераторів і систем охолодження автомобілів покриває запас води в тепло-ізольованому баку 1. Температура води, аби вона не замерзла, має підтримуватися на рівні 2 - 5 °C, за рахунок періодичного підігрівання. В якості нагрівника найбільш зручно використати роторний нагрівник води 3, потужністю 5 кВт, з приводом від електродвигуна 2. Агрегат щойно розроблено на виробничому підприємстві "Ваговимірювач" за технологією парогенераторів. Він має додаткові переваги, оскільки може бути застосованим у якості водяного насосу, здатного підігрівати воду. Називати агрегат 2-3 парогенератором дещо зарано, оскільки стійка генерація пари досі не забезпечена. Електричний нагрівач 2-3 здатен забезпечити відігрівання одного автомобілю при регламентних роботах, без запуску двигуна 8 основного агрегату.

Реалізація періодичного підігріву запасу води в баку має бути автоматичною. Для запуску й обслуговування технологічної лінії відігрівання двигунів

парою, за попередніми оцінками, необхідно дві особи з спеціально навченого складу.

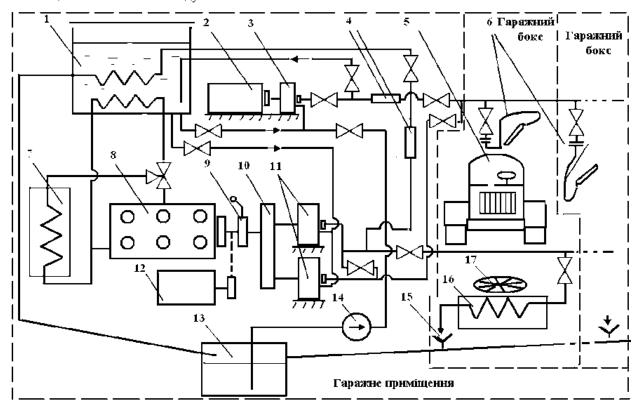


Рис. 1 Технологічна схема масового передпускового підігріву автомобільних двигунів

і заправки систем їх охолодження гарячою водою

1 — Бак з водою тепло-ізольований зі змійовиками підігріву води від потоку пари й від системи охолодження ДВЗ. 2- Електродвигун приводу роторного нагрівника малої продуктивності, потужністю 5 кВт. 3 — технологічний блок нагрівника 2. 4 — Прозорі патрубки візуалізації потоків пари і рідини. 5 — Автомобіль. 6 - Гнучкий шланг з заправним руків'ям. 7 — Автомобільний радіатор, на який переключається система охолодження ДВЗ після підігріву води в баці до 40-45 °С. 8 — ДВЗ потужністю не менше 115 кВт з системою передпускового підігріву. 9 — Зчеплення. 10 — Механізм розподілу потужності, який дозволяє відключати одне з навантажень. 11 — Технологічні блоки парогенераторів продуктивністю 110 кг водяної пари на годину. 12 — Резервний електричний генератор, потужністю 16 кВт. 13- Бак для збору водяного конденсату. 14 — Ручний насос для початкового наповнення магістралі подачі конденсату в бак 1. 15 — Зливна горловина. 16 - Повітряний конденсатор водяної пари. 17 — Вентилятор, потужністю 0,25 Квт з електричним приводом

Найбільш поширені в ЗСУ автомобільні двигуни мають потужність 115, 150, 180 кВт. Вона достатня для приводу двох чи трьох технологічних блоків найбільш потужних з парогенераторів [7], кожен з яких споживає $W_{cnoж}$ =45 кВт. Розрахуємо енергетичний баланс виробництва тепла запропонованою сис-

темою, й потреб відігрівання 30 автомобілів. Годинне виробництво тепла двох-блочним агрегатом за корисної ефективності технологічних блоків в 150% (k_{nep} =1,5), визначене за формулою (1), складе 1,47 10^5 ккал:

$$Q=3600 \cdot (2 \cdot k_{nep} \cdot W_{cnox} + Q_{c.o})/4,2$$
 ккал. (1)

,де $Q_{c.o} \sim 0.8 \cdot W_{cnoж}$ – тепло, яке виділяє система охолодження привідного ДВЗ, й може бути корисно застосоване використанням змійовика в баку з водою.

Повну потребу системи передпускового підігріву 30 автомобілів можна оцінити, як п'яту частину потреб автомобільного парку на 150 машин, відповідно 2*10⁵ ккал. Перевіримо потребу в теплоті ще одним способом. Практичним досвідом встановлено, що для відігрівання ДВЗ достатньо пролити через нього об'єм гарячої води, що вдвічі перевищує об'єм його системи охолодження. Ще один нагрітий об'єм необхідний для заправки води. З цих умов записана розрахункова формула (2)

$$Q = 3 \cdot N \cdot M \cdot c_p \cdot (T_{max} - T_6), \tag{2}$$

Де N — кількість автомобілів в гаражному приміщенні, M — середня вага води в системах охолодження одного автомобільного ДВЗ, прийнята 40 кг, c_p — питома теплоємкість води 1 ккал/кг, $T_{\rm max}$ = 90 °C — максимальна температура, до якої слід нагріти воду, T_6 =5°C — середня температура запасу води в баку.

Така оцінка дає цифру 3*10⁵ ккал. При відігріванні двигуна неможливо використати весь запас тепла води; оскільки чим теплішим буде двигун тим тепліша вода буде з нього виливатися. Враховуючи це, друга оцінка дещо завищена. Таким чином розглядувана система передпускового підігріву за дві години забезпечує виробництво необхідної кількості тепла з деяким запасом. З цих же розрахунків, можна оцінити необхідний запас води. Він складеться з 1200 літрів, необхідних на заправку систем охолодження, плюс 440 кілограм на дві години роботи парогенераторів, плюс резерв. Всього - 2,5- 3 кубічних метри.

Слабким місцем представленої технології є теплообмін між конденсаторами 14 й двигунами автомобілів 5, з використанням проміжного теплоносія — повітря. Відігрівання двигунів, по досягненні ними температур 30-40°С потребуватиме високої (до 0,8) ефективності нагріву проміжного теплоносія. Оцінка ефективності проведена для умов, що на вхід конденсатора весь час подається повітря температурою мінус 20°С, а різниця температур між нагрітим повітрям й двигуном складає 30°С. Така ефективність теплопередачі потребує використання дорогих теплообмінних апаратів. Теплообмінників-конденсаторів, має бути використано скільки ж, як і автомобілів в гаражному приміщенні, їх вартість, значною мірою, буде визначати вартість технології в цілому.

Для пом'якшення цієї проблеми можна застосовувати найпростіші огородження, які б замкнули повітря, що є проміжним теплоносієм в закриті об'єми. Реально це простір від капоту кожного автомобіля до підлоги. Тоді в процесі циркуляції повітря поступово б прогрівалося, зменшуючи теплове навантаження на конденсатори. Ефективність таких засобів викликає сумніви, її важко оцінити з достатнім рівнем точності.

Більш надійним видається варіант використовувати комбіновані технології відігрівання двигунів в два етапи. Перший, до плюсових температур, забезпечувати парою, другий - гарячою водою. Задача відігрівання двигуна й радіатора до 3-5 °C знижує вимоги по ефективності нагріву проміжного теплоносія вдвічі. За різниці температур понад 100 °C значна доля тепла буде передаватися випромінюванням. Отже допустимо використовувати прості конструкції теплообмінників, можливо з неметалевих матеріалів. Після відігрівання двигунів до позитивних температур залив двигунів водою не спряжений з ризиком її замерзання.

Коли ефективність нагріву двигунів парою знизиться, один з основних парогенераторів 11 (нижній на рис.1) необхідно від'єднати від паропроводу живлення конденсаторів й перевести в режим нагрівника рідкої води, який одночасно є потужним насосом. Такий режим можливий для всіх парогенераторів [7]. Через магістраль заправки водою з рукавами 6, автомобільні двигуни 5, магістраль й бак збору конденсату 13 необхідно організувати циркуляцію гарячої води. Електричний парогенератор при цьому буде забезпечувати повернення конденсату в бак води 1. При підвищені температури води в конденсатопроводі до 70°С слід припинити подачу води й закрити зливні краники систем охолодження автомобілів. Двигуни відігріті і заправлені.

Вказані операції має сенс проводити вже після прибуття водіїв. Операції, що забезпечують можливість циркуляції води через системи охолодження двигунів є ручними, прогрів водою потребує нагляду. Зважаючи на потужність насосу, виконання другого етапу прогріву, суміщеного з заправкою має бути швидким. Для зменшення його часу, до прибуття особового складу, слід включити вільний агрегат на підігрів води в баку 1 через відповідний змійовик (Див Рис.1).

Якщо бойова тривога не є зовсім раптовою, а оголошується підвищена боєготовність, представлена система дозволяє підтримувати автомобільні двигуни при плюсових температурах періодичним включенням основних парогенераторів. Вода в баці переводиться на режим зберігання при 60-70°С. За таких умов час виконання необхідних операцій до прибуття водіїв складе менше 30 хвилин. Наявність активних джерел тепла дозволить продовжити відігрів до часу, коли виїде останній автомобіль, який з тих чи інших причин не зміг зробити це одразу. Їх універсальність дозволяє по закінченні операцій підігріву повернути конденсат в бак з водою й просу-

шити всі магістралі парою, з метою попередження їх замерзання.

Для вирішення задач передпускового підігріву двигунів, системи охолодження яких залиті антифризом, пропонується використання електричного парогенератора малої потужності, описаного вище з баком води меншого об'єму. Блок конденсатора, оснащений вентилятором, має бути мобільним, для збору конденсату достатньо відра. Наявність гідродинамічного джерела полегшить проведення регламентних і ремонтних робіт.

Пропозиції покращення боєготовності авто-технічних підрозділів в польових умовах

З представленого вище матеріалу очевидно, що запропонована система нагрівання глухою парою може бути встановлена на шасі автомобіля (ЗІЛ-131, ГАЗ-66, чи більш потужних). Окрім вирішення задач передпускового підігріву, система має полегшити виконання ремонтних робіт.

Мобільна система з переносними нагрівними елементами забезпечити комфортний відпочинок особового складу в наметах, чи навіть в ушкодженому приміщенні. При цьому виключена небезпека отруєння людей вихлопними газами. Також легко реалізується можливість улаштування бані, пральні. Для цього потрібні лише водойма, намет і комунікації з розпилювачами води.

Коментарі й міркування

Опубліковані дані про вартість вже створених парогенераторів дають сприятливий прогноз щодо практичної реалізації запропонованих технологій. Агрегат одиничного виробництва продуктивністю 110 кг пари на годину з новим електричним привідним двигуном коштує 28 тисяч гривен. Відповідно до можливості застосування автомобільних двигунів,

які були у використанні й найпростіших конденсаторів, капітальні затрати на оснащення роторнокавітаційною системою теплопостачання не мають бути надто високими. Для гаражної споруди на 30 автомобілів їх можна оцінити в вартість одного вантажного автомобіля, без спеціальної техніки. Для автопарків, де зберігаються автомобілі з технологічним устаткуванням чи озброєнням, структура затрати – ризик виглядає ще більш привабливою.

Висновки

Гідродинамічні джерела тепла на основі рідинних електричних насосів і вихрових труб мають перспективу використання при опаленні гаражних приміщень, розташованих в районах, віддалених від інфраструктури постачання органічними паливами.

РОТОРНО-КАВІТАЦІЙНІ
ПАРОГЕНЕРАТОРИ З ПРИВОДОМ ВІД
АВТОМОБІЛЬНИХ ДВЗ, ПОТЕНЦІЙНО ЗДАТНІ
ПІДВИЩУВАТИ БОЄГОТОВНІСТЬ
МОТОРИЗОВАНИХ ПІДРОЗДІЛІВ, ЯК В
СТАЦІОНАРНИХ, ТАК І В ПОЛЬОВИХ УМОВАХ.

Список літератури:

1. ПОТАПОВ Ю.С. ФОМИНСКИЙ Л.П., ВИХРЕВАЯ ЭНЕРГЕТИКА И ХОЛОДНЫЙ ЯДЕРНЫЙ СИНТЕЗ С ПОЗИЦИЙ ТЕОРИИ ДВИЖЕНИЯ. КИШЕНЕВ – ЧЕРКАССЫ: «ОКО-ПЛЮС» 2000, 387 С. 2. ФОМИНСКИЙ Л.П. СВЕРХЕДИНИЧНЫЕ ТЕПЛОГЕНЕ-РАТОРЫ ПРОТИВ РИМСКОГО КЛУБА.- ЧЕРКАССЫ: «ОКО-ПЛЮС». - 2003.- 424 С. 3. ПОСМЕТНЫЙ Б.М., ГОРПИНКО Ю.И. АКТИВИЗАЦИЯ ДОПОЛНИТЕЛЬНЫХ ЭНЕРГОВЫДЕЛЕНИЙ В ВИХРЕВЫХ ТЕПЛАОГЕНЕРАТОРАХ НА ОСНОВЕ ТРУБЫ РАНКА. // ВЕСТНИК ХНАДУ/ СБ. НАУЧН. ТР. – ХАРЬКОВ: ИЗД-ВО ХНАДУ. -2005. — ВЫП. 29. — C.181-183. 4. ОСАУЛ П.А., ОСАУЛ А.И., ЯКОВЛ \in ВА

И.Г. *РАЗРАБОТКА* ABTOHOMHЫXСИСТЕМ ТЕПЛОПРОИЗВОДСТВА С ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЕМ ЭНЕРГИИ ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ, СОВМЕЩЕННЫМ С ТЕПЛООБМЕННИКОМ. В КН.: НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ «АНОМАЛЬНЫЕ ФИЗИЧЕСКИЕ ЯВЛЕНИЯ В ЭНЕРГЕТИКЕ И ПЕРСПЕКТИВЫ СОЗДАНИЯ НОВЫХ ИСТОЧНИКОВ ЭНЕРГИИ». СБОРНИК ДОКЛАДОВ. ХАРЬКОВ: ИЗД-ВО 000 «ИНФОБАНК», - 2005. -С. 250- 261. 5. ПАТЕНТ США № 5188 090, МПК F 24 C 9/00 U.S. CL. 126-247. APPARATUS FOR HEATING FLUIDS. / JAMES L. GRIGGS. // БЮЛ. №9, -1994. 6. ПОСМЕТНЫЙ Б.М, ГОРПИНКО Ю.И. ПРОБЛЕМЫ ПОВЫШЕНИЯ КОНКУРЕНТОСПОСОБНОСТИ РОТОРНО-КАВИТАЦИОННЫХ НАГРЕВАТЕЛЕЙ ЖИДКОСТИ. // ВЕСТНИК ХНАДУ/ СБ. НАУЧН. ТР. – ХАРЬКОВ: ИЗД-ВО ХНАДУ. - 2005. - ВЫП. 30. -С.136-139. 7. ПОСМЕТНЫЙ Б.М. ГОРПИНКО Ю.И. ИМПУЛЬСНЫЕ ПАРОГЕНЕРАТОРЫ СЕРИИ «ТОРНАДО». // ВЕСТНИК ХНАДУ/ СБ. НАУЧН. ТР. - XAPЬКОВ: ИЗД-ВО ХНАДУ. - 2005. - ВЫП. 29. -C. 184-186. 8. ПОСМЕТНЫЙ Б.М, ГОРПИНКО Ю.И СВЕРХЪЕДИНИЧНЫЕ ТЕПЛОГЕНЕРАТОРЫ РОТОРНЫХ КОНСТРУКЦИЙ: ПОЛУЧЕНИЕ ПАРА И НОВЫЕ ФИЗИЧЕСКИЕ ЭФФЕКТЫ. В КН.: НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ «АНОМАЛЬНЫЕ ФИЗИЧЕСКИЕ ЯВЛЕНИЯ В ЭНЕРГЕТИКЕ И ПЕРСПЕКТИВЫ СОЗДАНИЯ НОВЫХ ИСТОЧНИКОВ ЭНЕРГИИ». СБОРНИК ДОКЛАДОВ. ХАРЬКОВ: ИЗД-ВО 000 «ИНФОБАНК», - 2005. -С. 268-277. 9. СМИРНОВ A.T., IIIBEII A.A., ПЕТРИЧ В.Д. ЭКСПЛУАТАЦИЯ АРМЕЙСКИХ МАШИН. ПОД ОБЩ. РЕД. А.Т. СМИРНОВА. М.: ВИ МО СССР, -1978. -430 C.

УДК 621.43.068.4

И.И. Неяченко, инж., Ю.И. Ямолов, инж.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ИНДИВИДУАЛЬНОГО ПО ЦИЛИНДРАМ УПРАВЛЕНИЯ ПОДАЧЕЙ ТОПЛИВА В БЕНЗИНОВОМ ДВИГАТЕЛЕ ПРИ ХОЛОДНОМ ПУСКЕ

Введение

Ужесточение требований по экологической безопасности и потребительским качествам автомобильного транспорта вынуждает производителей внедрять высокотехнологичные решения, одним из которых является применение электронных систем управления двигателем (ЭСУД). Такие системы позволяют оперативно управлять работой двигателя внутреннего сгорания (ДВС) на основе показаний датчиков, характеризующих текущее состояние ДВС. В последние пять-десять лет ЭСУД нашли широкое применение и получили интенсивное развитие, что позволило значительно улучшить показатели ДВС. Применение современных алгоритмов управления и улучшенных систем нейтрализации отработавших газов (СНОГ) позволили добиться практически «чистого» выхлопа при работе прогретого двигателя. Основные проблемы при оптимизации управления ДВС относятся к неустановившимся режимам, в частности к режимам холодного пуска и прогрева. При выполнении испытаний по стандартному европейскому ездовому циклу при t=20÷30°C 80÷85% эмиссии токсичных веществ, выброшенных в атмосферу с отработавшими газами, приходятся на первые 60÷90 секунд работы двигателя после пуска, т.е. на период прогрева каталитического нейтрализатора.

Ситуация при холодном пуске с отрицательными температурами дополнительно осложняется из-за

образования большого количества топливной пленки на стенках впускного тракта, что в свою очередь приводит к переменным задержкам подачи топлива в цилиндры и как следствие к значительным затруднениям в оперативном управлении топливоподачей, особенно в фазе разгона. Для компенсации больших отклонений по составу смеси в цилиндрах и обеспечения устойчивой работы двигателя при пуске разработчики вынуждены прибегать к излишней подаче топлива, что неблагоприятно отражается на работе систем нейтрализации отработавших газов, а также снижает надежность холодного пуска в эксплуатации.

Обеспечить оптимальное оперативное управление подачей топлива при холодном пуске и облегчить решение вышеперечисленных проблем возможно за счет внедрения в алгоритм управления модели образования топливной пленки, подобно неустановившимся режимам работы прогретого двигателя [1, 2]. Возможность такого решения доказана, в частности, в работе специалистов ф. Honda [3]. Однако приведенные результаты и известные другие публикации касались работы двигателя при положительных температурах. Вместе с тем имеются особенности смесеобразования при низких температурах, в частности, связанные с частичной потерей топлива и динамикой топливной пленки, которые значительно осложняют процесс управления [4, 5].

1. Цель исследования

Целью данного исследования являлось разработка компьютерной модели индивидуального по цилиндрам управления подачей топлива при холодном пуске бензинового двигателя на базе известной X-т модели процесса транспортировки топлива во впускной системе и оценка работоспособности модели управления в расчетных экспериментах.

2. Формулирование проблемы

Холодный пуск ДВС представляет собой резко неустановившийся процесс по всем основным рабочим параметрам ДВС, влияющим на процесс смесеобразования – наполнению цилиндров (η), частоте вращения коленчатого вала (п), температуре (t).

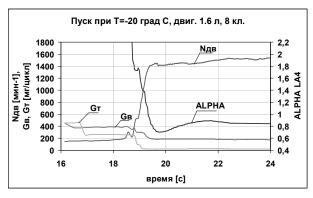
Высокое наполнение цилиндров на стартерном режиме и плохое смесеобразование из-за низкой температуры и малой скорости перетекания смеси вынуждает применять повышенную подачу топлива для обеспечения паро-воздушной смеси в цилиндрах двигателя в пределах воспламеняемости. При этом большая часть поданного топлива не участвует в сгорании и может накапливаться во впускной системе в виде настенной топливной пленки, которая расходуется при последующих рабочих циклах. Другая часть топлива при очень высоких подачах просто теряется, попадая через неплотности цилиндропоршневой группы в картер двигателя и разжижая масло. При малой частоте вращения вала ДВС (стартерный режим) происходит также частичная потеря наполнения после закрытия впускного клапана вследствие утечек заряда через неплотности цилиндро-поршневой группы, однако не учет этих потерь не приводит к значительным ошибкам в дозировании топлива и ими можно пренебречь. При получении первых вспышек в цилиндрах ДВС происходит быстрое увеличение частоты вращения вала двигателя, что приводит к резкому уменьшению наполнения цилиндров, что в свою очередь требует соответствующего изменения подачи топлива в цилиндры с

целью удержания внутрицилиндрового состава смеси в заданных пределах. После получения первых вспышек процесс осложняется появлением переменного количества остаточных газов в цилиндрах. В процессе разгона ДВС также резко изменяются характеристики пленкообразования, влияющие на динамику передачи топлива от форсунок в цилиндры, что следует учитывать при оперативном расчете необходимой подачи топлива форсунками.

Таким образом, для реализации управления топливоподачей на режиме пуска по величине наполнения цилиндра воздухом (аналогично основным режимам работы ДВС) необходимо:

- а) располагать оперативной информацией по текущему цикловому наполнению отдельного цилиндра;
- б) располагать оперативной априорной информацией, получаемой при предварительных экспериментах по специальной методике [6], о характеристиках топливной пленки, для учета динамической задержки в передаче топлива от форсунки в цилиндр.

В данной работе при расчетном моделировании в качестве данных по цикловому наполнению использовались показания штатного массового расходомера воздуха, полученные при реальном пуске (см. Рис.1). Таким образом, считая измерения по текущему циклу известными до совершения цикла, т.е. предполагая задачу, изложенную в п. а) решенной. Основной же задачей в данной работе являлась, как уже упоминалось ранее, отработка модели управления топливоподачей.



Puc.1

3. Описание модели

3.1. Модель смесеобразования

В данном исследовании была применена известная феноменологическая X-т модель процесса транспортировки топлива во впускной системе бензинового двигателя [1-3], используемая как основа стратегии управления топливоподачей на неустановившихся режимах работы двигателя, включая режим холодного пуска. В основе модели лежит представление впускной системы двигателя в виде инерционного звена первого порядка по отношению к транспортировке топлива.

Основные уравнения следующие:

$$G_{cvl} = G_{ini} - dm / dt \tag{1}$$

$$dm / dt = X \times G_{inj} - m / \tau \tag{2}$$

где G_{cyl} - расход топлива, поступающего в цилиндры двигателя [г/с];

 G_{inj} - расход топлива через форсунки [г/с];

m - масса топливной пленки на стенках впускного тракта [г];

X - доля топлива, оседающего на стенках в виде топливной пленки (безразмерный параметр м.м.);

 τ - постоянная времени топливной пленки (параметр м.м.) [c];

t - время [c].

Более подробно описание модели и расчетноэкспериментальных методов ее идентификации приведены в [6]. Значения параметров модели X и т были определены экспериментально и частично заимствованы из публикаций работ с аналогичными двигателями [2, 3].

Параметры модели X и т зависят также от испаряемости применяемого топлива. В данном исследовании применялся бензин АИ-95 с показателями испаряемости на границе «зимний-летний» по ГОСТ- Р 31105-97.

Однако для режима холодного пуска, как уже указывалось ранее, необходимо учитывать временную частичную потерю топлива, по наиболее вероятной причине вследствие его утечки через неплотности цилиндро-поршневой группы в картер двигателя.

Имеются многочисленные опубликованные данные, подтверждающие данный феномен. В работе [7] предлагается эмпирическая модель, позволяющая учесть подобные потери топлива, при этом основное уравнение (2) изменения массы топливной пленки дополняется членом, характеризующем потери топлива G_{loss} :

$$dm/dt = X \times G_{ini} - m/\tau - G_{loss}$$
 (3)

где G_{loss} — расход теряемого топлива, который зависит от подачи топлива [г/с]:

$$G_{loss} = L \cdot X \cdot G_{ini} - G_0$$
 при $L \cdot X \cdot G_{ini} > G_0$ (4)

и
$$G_{loss} = 0$$
 при $L \cdot X \cdot G_{ini} \le G_0$ (5)

здесь L [-] и G_0 [г/с] - калибруемые параметры мат. модели потерь топлива.

Уравнения (1-5) представляют форму записи математической модели, пригодной для применения в непрерывных системах. Такая форма оказывается пригодной и полезной для расчета динамических процессов передачи топлива во впускной системе двигателя при достаточно высокой частоте вращения коленчатого вала двигателя.

Однако при низкой частоте и быстром изменении топливоподачи, что характерно для режима пуска, такое упрощение может приводить к большим погрешностям. Более правильным является представление двигателя дискретной системой с 4-мя (по числу цилиндров) инерционными элементами, работающими параллельно с фазовым сдвигом и с индивидуальным периодом.

Дискретная форма записи основных уравнений прогноза для отдельного цилиндра следующая:

$$M_{cyl}(k) = M_{inj}(k) - [m(k) - m(k-1)]$$
 (6)

$$m(k) - m(k-1) = X(k) \times M_{inj}(k) - m(k-1) \frac{T(k)}{\tau(k)} - M_{loss}(k)$$
 (7)

где $M_{cyl}(k)$ — масса топлива, поступившая в цилиндр в k-ом цикле;

 $M_{inj}(k)$ — масса топлива, поданного форсункой в k-ом цикле;

 $M_{loss}(k)$ — масса топлива, теряемого в k-ом цикле;

m(k), m(k-1) — масса топлива в настенной пленке в k-ом, (k-1) цикле;

X(k) - доля топлива, оседающего на стенках в виде топливной пленки (текущий параметр м.м. в k-ом цикле);

 $\tau(k)$ - постоянная времени топливной пленки (текущий параметр м.м. в k-ом цикле);

T(k) — длительность k-го цикла.

Длительность цикла $T(\mathbf{k})$ при индивидуальном поцилиндровом расчете принимается равной длительности одного такта рабочего цикла в фазе сжатия для конкретного цилиндра.

Такая дискретная модель поцилиндрового смесеобразования на основе уравнений (6, 7) была реализована в программной среде MATLAB-Simulink.

На Рис. 2 представлены результаты компьютерного моделирования холодного пуска двигателя, запись реальных параметров которого представлены на Рис. 1. На графике **ALPHA** (нижнее семейство кривых) характеризует подачу топлива форсунками.

Верхнее семейство кривых – прогноз состава смеси внутри цилиндров согласно модели. Соответственно на графике GTC большая подача относится к форсункам, малая - прогноз топлива в цилиндрах согласно модели. График **m(k)** характеризует текущее состояние по накопленной топливной пленке. При данном расчетном эксперименте были использованы калибровки по топливоподаче, определенные по технологии с использованием компьютерного моделирования [4]. Калибруемые параметры модели, характеризующие потери топлива – L и G₀ подбирались в серии расчетных экспериментов до достижения удовлетворительного схождения прогнозируемого состава смеси в цилиндрах двигателя и измеренного состава анализатором LA-4 ф. ETAS GmbH (90% сигнала за 2 мс) в процессе реального пуска (Рис. 1).

3.2. Компьютерная модель управления топливоподачей

При инверсии уравнений (1, 3) и после некоторых алгебраических преобразований получаем систему уравнений для использования при управлении топливоподачей по той же модели смесеобразования. Дискретная форма записи основных уравнений управления для отдельного цилиндра следующая:

$$M_{inj}(k) = M_{cyl}(k) + [m(k) - m(k-1)]$$
 (8)

$$m(k)-m(k-1) = \frac{X(k)}{1-X(k)} M_{y}(k) - m(k-1) \frac{T(k)}{\tau(k)[1-X(k)]} - M_{loss}(k)$$
 (9)

 $M_{loss}(k)$ рассчитывается в соответствии с уравнениями (4,5) с использованием текущего расчетного значения $M_{int}(k)$.

4. Результаты экспериментальных исследований.

Как уже упоминалось ранее, модель смесеобразования, описанная в 3.1. была применена при калибровке 2-х проектов и показала свою эффективность — количество реальных пусков, необходимых для проведения цикла калибровочных работ, было сокращено в несколько раз.

При калибровочных работах была проведена частичная модернизация действующего алгоритма управления топливоподачей с целью приближения к необходимому закону, определенному при компьютерном моделировании прогнозного состава смеси в цилиндрах двигателя. Однако применявшийся алгоритм имел ряд ограничений — в частности, не учитывалось различное состояние цилиндров по количеству накапливаемой топливной пленки и цикловому наполнению цилиндров, как на стартерном режиме, так и в процессе разгона.

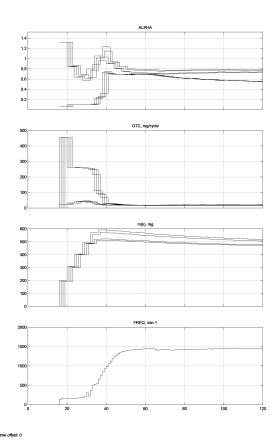


Рис. 2 Моделирование поцилиндрового прогноза состава смеси при пуске двигателя Vh=1.6 л, 8 кл. при температуре t=-20°C

Расчетный эксперимент с использованием прогнозной модели показывает (Рис. 2), что увеличенная начальная топливоподача обеспечивает быстрое формирование топливной пленки по цилиндрам двигателя, соответствующей по массе стартерному режиму, что в свою очередь обеспечивает быстрое поступление в цилиндры двигателя смеси с необходимым для воспламенения составом.

Однако после получения первых вспышек в цилиндрах двигателя и в процессе разгона топливоподача не вполне соответствует быстро изменяющимся параметрам двигателя по наполнению и частоте вращения, что приводит к скачкообразным изменениям прогнозируемого состава смеси в цилиндрах. В данном случае состав смеси не выходит за пределы воспламеняемости и двигатель почти без сбоев набирает обороты. Однако при этом отклонения по составу смеси в отдельных цилиндрах достигает $\Delta\lambda$ =0.2÷0.3, что при неблагоприятных условиях может приводить к сбоям рабочего процесса в отдельных цилиндрах.

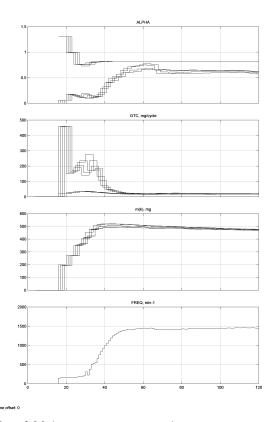


Рис. 3 Моделирование поцилиндрового управления топливоподачей при пуске двигателя Vh=1.6 л, 8 кл. при температуре t=-20°C

На Рис. 3 приведены результаты моделирования пуска двигателя с исходными данными по вышеприведенному примеру с использованием разработанного алгоритма поцилиндрового управления топливоподачей. При эксперименте задаваемый состав смеси в цилиндрах соответствовал достижению надежного воспламенения, определенного по результатам используемого для сравнения реального пуска λ=0.75÷0.82. Расположение графиков на Рис. 3 соответствует Рис. 2. Как видно обеспечение единого состава смеси во всех цилиндрах двигателя в процессе пуска двигателя требует различных законов топливоподачи по цилиндрам с учетом предыстории и текущего состояния по топливной пленке и параметрам двигателя - наполнению, частоте вращения, температуре.

Выводы

- 1. Представленная расчетно-экспериментальная модель подачи топлива показала свою работоспособность и эффективность как инструмент анализа и доводки алгоритмов при выполнении калибровочных работ по холодным пускам в текущих проектах и может быть рекомендована для дальнейшего использования в данном качестве.
- 2. Очевидно, что управление с индивидуальным поцилиндровым расчетом топливоподачи с учетом переменной массы топливной пленки в каждом из цилиндров позволяет существенно точнее отслеживать необходимый состав смеси внутри цилиндра с учетом быстроизменяющихся параметров работы двигателя при холодном пуске.
- 3. Точность работы представленного алгоритма управления топливоподачей по задаваемому составу смеси зависит от точности идентификации параметров модели и текущих измерений по наполнению

цилиндров, что должно быть учтено при дальнейшем развитии данной работы.

Авторы выражают признательность и благодарят сотрудников НТЦ ОАО «АВТОВАЗ» В.А. Егорова, предоставившего экспериментальные данные для проведения расчетных исследований, а также А.Е.Игнатенко и В.М.Тотиева, оказавших помощь при отладке компьютерной модели управления.

Список литературы:

1. Hires S.D. and Overington M.T. Transient Mixture Strength Excursions - An Investigation of Their Causes and the Development of a Constant Mixture Strength Fueling Strategy. SAE Pap. No 810495. 2. Shayler P.J., Teo Y.C., Scarisbrick A. Fuel Transport Characteristics of Spark Ignition Engines for Transient Fuel Compensation. SAE Pap. No 950067. 3. Horie K., Takahasi H. and Akazaki S. Emissions Reduction during Warm-Up Period by Incorporating a Wall-Wetting Fuel Model on the Fuel Injection Strategy during Engine Starting. SAE Неяченко И.И., Ямолов Pap. No 952478. 4. Ю.И., Егоров В.А. Применение компьютерного моделирования в технологии калибровочных работ по холодному пуску двигателей ВАЗ // Двигатели внутреннего сгорания: Всеукраинский научнотехнический журнал, -Харьков, 2' 2004, с. 16-21. 5.

Neyachenko I. Method of A/F Control during SI Engine Cold Start. SAE Pap. No 982521. 6. Неяченко И.И. Метод оценки смесеобразования в бензиновых двигателях внутреннего сгорания//Авіаційно-космічна техніка і технологія: 36. наук. праць.— Харків: ХАІ, 2003.— Вип.41/6.— с.16-21. 7. Burl J.F. A State Model for the Air-Fuel Ratio. Department of Electrical Engineering, Michigan Technological University, 1995.

УДК 629.113

Е.И. Оксень, д-р техн. наук, Д.Е. Оксень, студент

МЕТОД ВИБРАЦИОННОГО ДИАГНОСТИРОВАНИЯ СИСТЕМЫ ЗАЖИГАНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Введение

Вибрационное диагностирование двигателей, агрегатов и систем машин — перспективный вид испытаний при проведении анализа технического состояния. Эффективность его применения при проведении контрольных осмотров и технического обслуживания автомобилей заключается в возможности выявления неисправностей на ранних стадиях их возникновения при относительно небольших трудозатратах. Повышение надёжности выводов о состоянии машины при вибрационном диагностировании может быть достигнуто использованием количественных методов, основанных на оценках спектральных плотностей «зашумлённых» стационарных случайных процессов [1, 2] при реализации компьютерных методов получения и обработки сигналов [3].

1. Формулировка проблемы

Для создания цифрового аппаратнопрограммного комплекса вибрационного контроля
исправности систем и механизмов двигателя внутреннего сгорания необходимо накопление данных о
проявлении конкретных видов неисправностей в механических колебаниях (вибрациях), присущих работающему в том или ином режиме двигателю автомобиля. В настоящей работе рассмотрены вопросы
экспериментального определения параметров вибра-

ций двигателя внутреннего сгорания в режиме холостого хода на основе применения аналого-цифровых преобразователей (АЦП), тензометрических вибрационных датчиков и численного временного амплитудно-частотного разложения сигналов.

Цель работы – разработка методики установления неисправности системы зажигания по численным характеристикам вибраций двигателя внутреннего сгорания.

2. Методика исследований

Отработка и тестирование методики вибрационного диагностирования системы зажигания выполнена на примере двигателя 2103 автомобиля ВАЗ 2106. Вибрационные параметры двигателя 2103 измерялись тензометрическими датчиками, выполненными по силовой схеме двуплечего моста (рис. 1а) и консольной балочки (рис. 1б) со сменными инерционными массами 1. В качестве измерительных элементов применены включённые в полумост полупроводниковые тензорезисторы (гедисторы) с базой 5 мм. и сопротивлением 140 Ом. Питание электрической схемы осуществлялось с помощью нормализаторов сигналов датчиков DSCA38 производства DATAFORTH. Для фиксирования сигналов применена АЦП-плата РСІ 1202Н производст

ва ICP DAS, включённая на дифференциальную схему измерения.

Для обеспечения скорости опроса SR=45 Ксемпл/с на плате PCI 1202H программно использовался режим работы Magic Scan. Изменение длительности интервалов опроса каналов с сигналами обеспечивалось установкой числа пропусков циклов опроса N_p . При этом фиксирование и обработка сигналов, а так же тарировка датчиков [4] осуществлялась в битном выражении шкалы измерений 12-разрядной платы в диапазоне от -2048 до +2047 бит.



a)

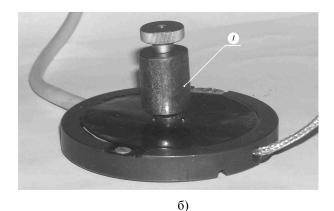


Рис. 1. Инерционные датчики измерения вибраций: а) виброщуп; б) вибродатчик

Оценка влияния неисправности системы зажигания выполнялась сравнением параметров вибрации работающих исправного и дефектного двигателей. Неисправность системы зажигания моделировалась установкой в головку блока первого цилиндра свечи с заведомо дефектным электродом. Измерения проводились в режиме холостого хода при малой (порядка 600 об/мин), средней (порядка 2100 об/мин) и высокой (порядка 3500 об/мин) скоростях вращения коленчатого вала двигателя.

3. Результаты исследований

Полученные в результате измерений в форме временного ряда сигналы вибрационных колебаний двигателя характеризуются достаточно широким спектром колебаний.

Для более детального анализа особенностей изменения каждой из частотной составляющей к сигналам вибраций применена процедура k – кратного разложения вейвлет-фильтром Добеши-4 [5] в соответствии со схемой, приведенной на рис. 2.

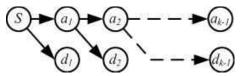


Рис. 2. Схема разложения сигнала вейвлетфильтром Добеши-4

При этом исходный сигнал S размерностью N равняется сумме аппроксимирующей компоненты a_{k-1} и k-1 детализирующих компонент d_i

$$S = a_{k-1} + d_1 + d_2 + \dots + d_{k-1} ,$$

причём каждая из них занимает 1/k частотной области сигнала, причём $k=2^m$, где m — целое число.

Выполненный анализ соотношений амплитуд в зафиксированных сигналах позволил установить, что при четырёхкратном разложении более 90 % энергии колебаний (рис. 3) сосредоточено в аппроксимирующей компоненте a_3 . На долю компонент d_1 и d_2 приходится не более 3 % энергии вибрации. «Очищенная» от высокочастотных составляющих аппроксимирующая компонента a_{k-1} локализует принципиальные для анализа особенности изменения характера вибраций, такие как положение максимумов и прохождение через ноль.

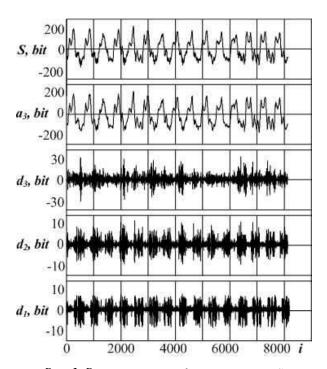


Рис. 3. Разложение исходного сигнала вейвлетфильтром Добеши-4 на частотные компоненты (наличие дефекта, скорость двигателя 2354 об/мин)

Так, в сигнале (см. рис. 3) и, особенно в аппроксимирующей компоненте, достаточно чётко выделяются участки рабочего хода в каждом из цилиндров. За их начало (окончание) на оси опросов i (временной оси) могут быть приняты моменты перехода через ноль аппроксимирующей компоненты (сигнала). Соответствующим выбором кратности разложения k (рис. 4) была получена детализация аппроксимирующей компоненты сигнала, раскрывающая особенности периодичности вибрационных колебаний по условию прохождения нулевых значений. Так, для приведенного фрагмента (см. рис. 4) при $k \ge 64$ моменты прохождения аппроксимирующей компоненты через ноль определяют полупериод колебательного процесса t_i .

На основании представленной особенности выполнен статистический анализ отклонений периодичности рабочих процессов в цилиндрах двигателя по параметрам периодичности аппроксимирующих компонент.

При этом, для каждого измерения вычислялись средние mt_d и средние квадратические отклонения st_d периодов колебаний исходя из временных интервалов между дискретными значениями сигналов (компонент)

$$T_{SR} = \frac{N_{AU\Pi} \cdot N_p}{SR} ,$$

где
$$N_{AIIII} = 16 -$$
число каналов АЦП.

Выполненный анализ статистических показал, что проявление смоделированного дефекта в первом цилиндре в статистических показателях виброграмм заключается в увеличении разброса значений периода колебаний.

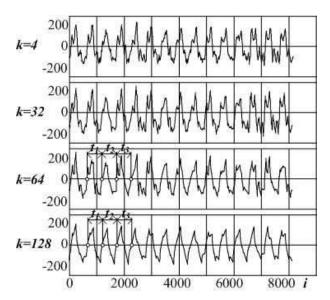


Рис. 4. Влияние кратности разложения сигнала на характер поведения аппроксимирующей компоненты (скорость двигателя 2354 об/мин)

Так, для скорости двигателя 2354 об/мин при моделировании дефекта среднеквадратическое отклонение $st_d=0.000606$ с со средним значением продолжительности фазы $mt_d=0.014519$ с, в то время как в сигнале вибраций без дефекта системы зажигания среднеквадратическое отклонение $st_d=0.000158$ с со средним значением продолжительности фазы $mt_d=0.012746$ с (скорость вращения коленчатого вала 2066 об/мин). При выражении неравномерности продолжительности фаз в относительном виде

$$k_d = \frac{st_i}{mt_i}$$

значения коэффициентов k_d , соответственно, составляют 0.042 и 0.012.

В соответствии с изложенной методикой был проведен сравнительный анализ виброграмм двигателя при скорости вращения коленчатого вала порядка 650, 2100 и 3500 об/мин (рис. 5). Статистическая обработка периодичности фаз показала сохранение тенденции увеличения длины фазы колебательного импульса дефектного цилиндра по сравне-

нию с нормально работающими. Однако, при возрастании скорости вращения коленчатого вала изменение коэффициента неравномерности фаз k_d при наличии дефекта I носит крутопадающий характер, в то время как для исправного двигателя значения k_d с ростом скорости стабилизируются I. Поэтому, в качестве рациональной области скоростей вращения коленчатого вала двигателя для вибрационного диагностирования системы зажигания может быть рекомендован диапазон I00÷I1500 об/мин.

При обработке результатов испытаний решалась задача построения амплитудно-частотной характеристики (АЧХ). Для сигналов из векторной формы $S = \{s_i\}$ длиной $N = 2^n$ алгоритмом быстрого Фурье-преобразования [4] выполнялся перевод в комплексную форму представления половинной длины (N/2)

$$C_k = A_k + jB_k$$
, где
$$A_k = \frac{1}{N} \sum_{i=0}^{N-1} s_i \cos \frac{2\pi}{N} ki \; ;$$
 $B_k = \frac{1}{N} \sum_{i=0}^{N-1} s_i \sin \frac{2\pi}{N} ki \; ,$ $(k=0,\ 1,\ 2,\ ...\ N-1)$.

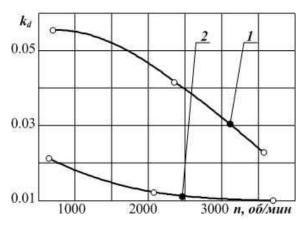


Рис. 5. Коэффициент неравномерности фаз: 1 – наличие дефекта; 2 – без дефекта

Тогда, в соответствии с [3], амплитудночастотная характеристика сигнала строилась как зависимость мощности амплитуд сигнала от спектральной частоты $P(v_k)$, где мощность амплитуд сигнала

$$P_k = \left| C_k \right| = \left\{ \left| \sqrt{A_k^2 + B_k^2} \right| \right\},\,$$

а спектральная частота

$$v_k = \frac{k}{SR \cdot N} ,$$

или соответствующая ей скорость двигателя

$$n_{d-k} = 60 \cdot v_k \ .$$

Анализ АЧХ виброграмм двигателя с учётом дискретного представления (рис. 6) показал соответствие глобального амплитудного максимума частоте протекания тактов рабочего хода $\mathbf{v}_{px} = \frac{2 \cdot n_d}{60}$ (при отсутствии дефекта $\mathbf{1}$ частота тактов $\mathbf{v}_{px} = 17.192$ Гц, скорость двигателя $\mathbf{n}_{\partial e} = 2063$ об/мин и для дефектного двигателя $\mathbf{2} \ \mathbf{v}_{px} = 19.836$ Гц, $\mathbf{n}_{\partial e} = 2380$ об/мин соответственно). Основные отличия АЧХ виброграмм двигателя с дефектом свечи зажигания и нормально работающего (см. рис. 6) заключаются в увеличении величины глобального амплитудного максимума в $1.4 \div 1.5$ раз и в увеличении $2 \div 4$ раза интенсивности колебаний $\mathbf{3}$ в области 60 до 240 Гц $(3000 \div 5000$ об/мин).

Как показывают результаты настоящего исследования, значительное количественное различия в характере вибраций в соответствии с изложенной методикой могут быть достаточно надёжно локализованы с помощью цифровой измерительной техники и численных методов обработки результатов измерений.

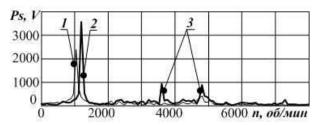


Рис. 6. Амплитудно-частотные характери-

стики виброграмм при скорости вращения коленчатого вала порядка 2100 об/мин: 1 – наличие дефекта;

2 — без дефекта; 3 — максимумы в высокочастотной области

Выявленные на основе численного статистического и амплитудно-частотного анализов количественные и качественные особенности проявления неисправностей системы зажигания в вибрации работающих двигателей внутреннего сгорания могут быть использованы для разработки аппаратной и программной частей диагностического комплекса.

Заключение

- 1. Проявление дефектов системы зажигания двигателя 2103 автомобиля ВАЗ 2106 заключается в возрастании неравномерности периодичности протекания тактов рабочего хода виброграммы работы двигателя до величины коэффициента неравномерности 0.04÷0.06, увеличении величины глобального амплитудного максимума АЧХ в 1.4÷1.5 раз и в увеличении 2÷4 раза интенсивности колебаний в области частот 60÷240 Гц.
- 2. Разработанная методика установления неисправности системы зажигания по численным характеристикам вибраций может быть рекомендована для практического использования при диагностировании двигателей внутреннего сгорания.

Список литературы:

1. Андерсон Т. Статистический анализ временных рядов. — М.: Мир, 1976. — 757 с. 2. Марпл-мл. С.Л. Цифровой спектральный анализ и его приложения / Пер. с англ. — М.: Мир, 1990. — 387 с. 3. Сергиенко А.Б. Цифровая обработка сигналов. — Санкт-Петербург: Питер, 2002. — 608 с. 4. Оксень Е.И. Аппаратно-программный комплекс измерения параметров деформирования зернистых сред // Наукові праці Донецького національного технічного

університету. Серія: Обчислювальна техніка та автоматика: Збірн. наук. праць. — Донецьк: ДонНТУ, 2002. Вип. 47. — С. 277-283. 5. Смоленцев Н.К. Осно-

вы теории вейвлетов. – М.: ДМК Пресс, 2005. – 304 с.

УДК 621.43

Б.А. Абаджян, инж., С.А. Нестеров, гл. конструктор, А.А. Танчук, инж., Ю.А. Постол, канд. техн. наук

«СЛАВУТА» И «СЕНС» С ТУРБОНАДДУВОМ – ЭТО НЕ МИФ, А РЕАЛЬНОСТЬ

Введение

Перед конструкторами Мелитопольского моторного завода (МеМЗ; полное название - ХРП "АвтоЗАЗ-Мотор") была поставлена задача: увеличить цилиндровую мощность выпускаемых двигателей. Для осуществления этой задачи решили оснастить двигатель семейства МеМЗ газотурбинным наддувом. Для этих целей специалисты Мелитопольского предприятия ЧП "ТАВРИЯ ТУРБО" совместно с сотрудниками кафедры "Тракторы и автомобили" Таврической государственной агротехнической академии (ТГАТА) ведут подготовку технической документации для производства экспериментального образца турбокомпрессора для бензинового двигателя семейства МеМЗ.

В настоящее время на Мелитопольском моторном заводе готовятся к сравнительным испытаниям автомобиль "Славута", силовой агрегат которого оснащен турбокомпрессором "GARRETT" (GT12).

1. История развития вопроса

Турбокомпрессоры (ТКР) для легковых автомобилей с бензиновыми двигателями в Украине не выпускаются. На МеМЗ, выпускающем моторы для отечественных автомобилей («Таврия», «Славута», «Пикап», «Сенс»), снова заинтересовались турбонаддувом.

Бензиновые двигатели семейства MeM3 выпускаются с рабочим объемом $iV_h = 1,1;\ 1,2;\ 1,3$ л. На сегодняшний день готовится к серийному производству двигатель с рабочим объемом $1400\ \text{cm}^3$.

Увеличивать этот объем далее не представляется возможным по технологическим причинам. Поэтому конструкторы моторного завода совместно с сотрудниками ТГАТА решили увеличить верхний ряд цилиндровой мощности серийного бензинового двигателя семейства МеМЗ, не изменяя его основных размеров, за счет газотурбинного наддува.

Для проведения испытаний остановились на серийном двигателе MeM3 с рабочим объемом $iV_h = 1300~\text{cm}^3$, которым комплектуются автомобили 3A3-1103 "Славута" и "Сенс".

Нельзя сказать, что исследование газотурбинного наддува для специалистов MeM3 совершенно новое направление. Так, в экспериментальном цехе моторного завода в 1988 году согласно комплексному плану развития науки и техники исследовался бензиновый двигатель MeM3-245 $iV_h = 1,1$ л с турбонаддувом [1].

На автомобиль Таврия ЗАЗ-1102 был установлен двигатель, оснащенный турбокомпрессором ТД04-05С "Mitsubishi", однокамерным карбюратором "Solex-32DIS" от двигателя автомобиля Рено-18, электробензонасосом ЦНИИТА и бесконтактной системой зажигания. Для улучшения коэффициента наполнения, нагретый воздух от компрессора подавался к теплообменнику (воздух-воздух) по металлическому воздухопроводу, а от теплообменника охлажденный воздух через специальную насадку («кобру») от автомобиля Рено-18 "Турбо" - к карбюратору. Также был изготовлен новый выпускной коллектор для установки на нем ТКР и специальная приемная труба со сдвойкой для выпуска отработанных газов из турбины и части отработанных газов при открытии клапана перепуска, предусмотренного конструкцией ТКР. В качестве воздушного фильтра был использован элемент воздушного фильтра от двигателя СМД-62 трактора Т-150 (ХТЗ), установленный в специально изготовленном корпусе. Корпус в сборе с фильтром устанавливался вместо бачка омывателя переднего стекла между запасным колесом и левой фарой. Масло для смазки подшипника турбокомпрессора подводилось из главной масляной магистрали. Для этого вместо датчика аварийного давления масла вворачивался специально изготовленный переходник (двойник) с двумя отверстиями. Одно из отверстий предназначено для подачи масла под давлением в подшипниковый узел ТКР с помощью медной трубки с диаметром отверстия 3,5 мм, второе отверстие для присоединения контрольного манометра. Для слива масла в картере двигателя сделано специальное отверстие с ввернутым в него уголком. Уголок на ТКР соединен с уголком в масляном картере двигателя с помощью резинового шланга. ТКР "Mitsubishi" оборудован системой водяного охлаждения. Охлаждающая жидкость подводилась к ТКР из штуцера, расположенного на выходе из головки двигателя, а охлаждающая жидкость после охлаждения ТКР отводилась в штуцер заборной трубы к водяному насосу двигателя с помощью шлангов и медных трубок. В связи с этим в системе терморегуляции охлаждающей жидкости отсутствует термостат, т.е. не используется малый круг циркуляции охлаждающей жидкости.

Электробензонасос типа ЦНИИТА с регулировочным клапаном подачи топлива располагался в багажнике автомобиля, а вместо штатного бензонасоса была установлена заглушка.

Теплообменник был установлен в передней части автомобиля на уровне бампера и закреплен на кузове автомобиля с помощью специально для этого изготовленных кронштейнов. Для установки теплообменника был разрезан передний бампер.

Все выше перечисленные изменения в конструкции двигателя и автомобиля были сделаны для оснащения экспериментального автомобиля ЗАЗ-1102 "Таврия" с газотурбинным наддувом.

Основные показатели серийного двигателя MeM3-245 отображены на его скоростной характеристике (рис.1).

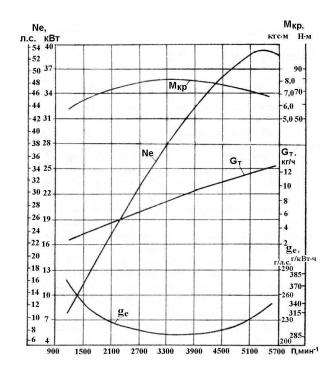


Рис. 1. Скоростная характеристика серийного двигателя MeM3-245

Сравнив скоростные характеристики серийного двигателя MeM3-245 и этого же двигателя, оборудованного турбонаддувом (рис. 2), можно сделать следующие выводы.

- 1. Максимальная мощность N_{emax} увеличилась на 24 л.с. (с 51 до 75 л.с.), т.е. на 47%.
- $2.\ \mbox{Максимальный крутящий момент } \mbox{$M_{\mbox{\tiny kp max}}$}$ увеличился на 40 H·м (с 80 до 120 H·м), т.е. на 50%.
- 3. Максимальный часовой расход топлива $G_{\text{ттмаx}}$ увеличился на 7 кг/ч (с 12 до 19 кг/ч), т.е. на 58%, но при этом удельный расход топлива остался практически без изменений, приблизительно 250 г/(л.с.·ч).

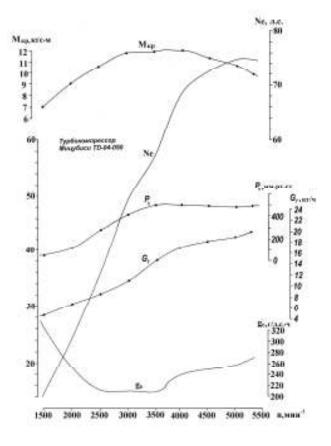


Рис. 2. Скоростная характеристика двигателя MeM3-245 с газотурбинным наддувом

Проанализировав результаты испытаний двигателя MeM3-245 с турбонаддувом, можно утверждать, что двигатель MeM3-307 с $iV_h = 1300 \text{ cm}^3$, оборудованный газотурбинным наддувом, будет развивать мощность более 90 л.с. при 5300 мин⁻¹, имея удельный расход топлива не более 240 г/(л.с.·ч).

Это даст возможность уменьшить время разгона автомобиля «Сенс» до 100 км/ч с 18 до 11 с, что существенно улучшит его динамику.

Повышение мощности и крутящего момента увеличит нагрузки на детали кривошипно-шатунного механизма двигателя, что повлечёт за собой изменение в их конструкции.

Для сохранения ресурса работы автомобиля также конструктивно нужно изменить некоторые механизмы трансмиссии и ходовой части.

Специалисты Мелитопольского предприятия ЧП "ТАВРИЯ ТУРБО", являющегося одним из лидирующих по производству ТКР в Украине, заинтересовались возможностью выпуска первого отечественного агрегата наддува для бензиновых двигателей. Таким образом, "родился" трехсторонний договор между ТГАТА, ХРП "АвтоЗАЗ-Мотор" и ЧП "ТАВРИЯ ТУРБО" о научно - техническом сотрудничестве: "Разработка и исследования системы наддува бензиновых ДВС семейства МеМЗ". Согласно этому договору, сотрудниками кафедры "Тракторы и автомобили" ТГАТА и специалистами ЧП "ТАВРИЯ ТУРБО" в экспериментальном цехе отдела главного конструктора ХРП "АвтоЗАЗ-МОТОР" была начата подготовка двигателя МеМЗ-3071, оснащенного турбонаддувом, к испытаниям.

2. Задачи испытаний

- 1. Определить возможность установки ТКР фирмы "GARRETT" (Италия) под выпускным коллектором двигателя MeM3-3071 в моторном отсеке автомобиля "Славута".
- 2. Изготовить переходной патрубок для крепления ТКР к выпускному коллектору по новым чертежам, установить на двигатель вместе с ТКР и провести компоновку силового агрегата в моторном отсеке автомобиля. Провести соединения труб масло-, бензо- и воздухопроводов с целью обеспечения работоспособности систем двигателя.
 - 3. Определить работоспособность двигателя.
- 4. Провести дорожные испытания автомобиля "Славута" ЗАЗ-1103 с двигателем MeM3-3071, оснащенного турбонаддувом, на дорогах общего пользования и автополигоне.
- 5. Определить недостатки конструкции и наметить пути дальнейшего их устранения.
- 6. Подготовить техническое задание ЧП "ТАВРИЯ ТУРБО" на изготовление эксперимен-

тального образца ТКР для двигателей семейства MeM3.

Объектом испытаний был выбран автомобиль 3A3-1103 "Славута" с силовым агрегатом МеМ3-3071, двигателем МеМ3-3071 (рабочим объемом 1300 см³), с коробкой передач МеМ3-245, системой развернутого впрыска топлива, ТКР "GARRETT".

В зависимости от требуемой мощности двигателя и его объема выбираем необходимый ТКР по методике, предложенной фирмой "GARRETT" (рис.3).

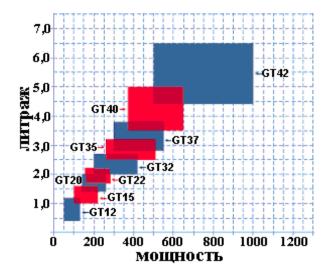


Рис. 3. График зависимости класса ТКР от рабочего объема и мощности двигателя

Данный графоаналитический метод подбора ТКР заключается в выборе класса в зависимости от объема двигателя и планируемой мощности. В нашем случае $iV_h = 1300 \text{ см}^3$ и планируемая мощность 69 кВт, поэтому выбираем ТКР модели GT12.

Разместить ТКР решили под выхлопной коллектор. Для этого изготовлен переходной патрубок с фланцем для крепления ТКР к выхлопному коллектору. Координаты посадочных мест ТКР на силовом агрегате были найдены следующим образом: в моторный отсек автомобиля "Славута" установлен си-

ловой агрегат MeM3-3071. ТКР фирмы "GARRETT", находясь в воздухе, крепился шпагатами и проволокой таким образом, чтобы найти наиболее удобное место его расположения, после чего снимались координаты отверстий на плоскости крепления его к выпускному коллектору, с привязкой этих координат к выпускному коллектору, изготовлены чертежи переходного патрубка. Патрубок изготовлен из металлической трубы Ø45 и толщиной стенки 1,5 мм. К патрубку были приварены два фланца: один для крепления патрубка к выпускному коллектору, другой для крепления ТКР "GARRETT" к патрубку. При установке ТКР на выпускной коллектор, для отвода выхлопных газов, изготовили специальную приемную трубу. На одном из фланцев которой с помощью механической обработки было выполнено специальное углубление для возможности открытия клапана перепуска, предусмотренного конструкцией ТКР, для выпуска отработанных газов из турбины и части отработанных газов при открытии клапана перепуска.

Масло для смазки подшипников ТКР подводится из главной масляной магистрали, для этого вместо датчика аварийного давления масла вворачивается специально изготовленный переходник (двойник) с двумя отверстиями. Одно отверстие для подачи масла под давлением в ТКР с помощью медной отожженной трубки с диаметром отверстия 3,5 мм, второе для подсоединения контрольного манометра. Для слива масла в картере двигателя было сделано специальное отверстие с ввернутым в него уголком. Штуцер на ТКР соединили с уголком в масляном картере двигателя с помощью резинового шланга.

Для охлаждения подаваемого воздуха в систему питанияиспользуется теплообменник "воздух-воздух". Теплообменник установлен над двигателем,

крепится с помощью специальных кронштейнов к головке двигателя (рис.4).



Рис. 4. Теплообменник, установленный над двигателем

В капоте моторного отсека вырезана специальная ниша, которая дает возможность закрывать капот, выступающая часть теплообменника находящаяся над капотом закрыта специально изготовленным кожухом - воздухозаборником (рис. 5).



Puc. 5. Специально изготовленный кожух - воздухозаборник

Воздушный фильтр, для очистки воздуха перед компрессором, был заимствован от автомобиля «Москвич-2141». Корпус фильтра устанавливается вместо бочка омывателя переднего стекла между запасным колесом и левой фарой. От фильтра к ТКР был проведен воздуховод - резиновый шланг с проволочной спиралью внутри. От ТКР горячий воздух пода-

ПОВЫШЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ДВС ПУТЕМ

ется к теплообменнику по воздуховоду, изготовленному из металлических труб. От теплообменника воздух подается с помощью резинового патрубка из штатной системы очистки воздуха, располагаемого между воздушным фильтром и корпусом дроссельной заслонки. Все воздуховоды имеют внутренний диаметр отверстий не менее 38-40 мм.

Система питания двигателя применяется штатная, а в систему охлаждения внесены некоторые изменения. В системе охлаждения двигателя в качестве термостата используется элемент термостата автомобиля "Ланос", который находится в специально изготовленном алюминиевом корпусе и крепиться на головке цилиндров.

Все выше перечисленные изменения в конструкции двигателя и кузова испытуемого автомобиля носят временный характер, в дальнейшем эти изменения будут приведены в соответствие с требованиями эстетики, качества, надёжности и безопасности.

УДК 620.178.162

А.Н. Клиши, инж.

ИСПОЛЬЗОВАНИЯ СМАЗОК С УЛЬТРАДИСПЕСНЫМ ФТОРОПЛАСТОМ

Введение

Эффективность применения двигателя внутреннего сгорания во многом определяется идеями и конструктивными решениями, закладываемыми в конструкцию на стадии разработки. Однако длительный цикл создания (от идеи до выпуска серийного ДВС) приводит к тому, что технические характеристики серийного изделия часто не соответствуют современным требованиям. В этом случае особую роль приобретают технические решения, обеспечивающие повышение эксплуатационных характеристик двигателя путем их приведения к текущим

Заключение

В заключение хочется сказать, что результатов сравнительных испытаний авторы статьи ждут с нетерпением. Так как эти результаты позволят начать следующий этап работ по оснащению двигателя MeM3 3071 с газотурбинным наддувом.

Появится возможность для разработки технической документации на изготовление опытного образца ТКР для бензиновых двигателей и других научно-технических изысканий касающихся данной проблемы.

Список литературы:

1. О результатах испытаний автомобиля 3A3-1102, оснащенного двигателем MeM3-245 с турбонаддувом: Технический отчет № 2343/ Мелитопольский моторный завод (ХРП "Авто3A3-Мотор"), Мелитополь, 1988.-18 с.

экономическим и экологическим нормам без существенного изменения конструкции.

1. Формулирование проблемы

Высокая энергонасыщенность современных ДВС сопряжена с тем, что их ресурс и надежность в значительной степени зависит от системы смазки. Известен целый ряд добавок к моторным маслам, которые снижают кинематические потери, износ, устраняют задиры. Но проблема состоит в том, что большинство таких добавок устраняет только один из негативных факторов, не обеспечивая комплексного решения задачи. Так, например, по данным

работы [1] увеличение концентрации присадки диалкилдитнофосфата цинка в масле от 1 до 2 % приводит к снижению усталостной долговечности пар трения в 8-10 раз. Рекомендации [2] для улучшения антипиттинговых свойств смазывающих масел вводить в них молибденсодержащие присадки приводят к тому, что их применение в виде малорастворимых молибденсодержащих соединений может вызвать как антипиттинговое, так и пропиттинговое действие в зависимости от величины удельных нагрузок [3]. Очевидно, что широкий диапазон механических и тепловых нагрузок, которые воспринимают детали ДВС, требует применения надежных, стабильных смазочных материалов дающих однозначный эффект при их эксплуатации.

2. Решение проблемы

В технике уже давно широко используется политетрафторэтилен - термостойкий термопласт, обладающий высокой химической стойкостью и антифрикционными свойствами. Этот материал применяется для изготовления подшипников, уплотнений, антикоррозионных покрытий, сухих смазок и др. Применительно к решению проблем смазки подвижных соединений ДВС этот материал (фторопласт-4 или Poly Tetra Fluorine Ethylene - PTFE, "Teflon") используется в виде фторопластовых суспензий, которые добавляются к моторным маслам. В Англии, например, под торговой маркой SLIDER производится суспензия, которая содержит частицы PTFE размером от 1,0 до 5,0 мкм. Учитывая сложность процессов, сопровождающих взаимодействие деталей и смазки в кинематических парах, можно предположить, что существенным резервом повышения эффективности смазок на основе фторопласта является отработка их состава, консистенции и способа применения.

На предприятии "Clean-service" были инициированы работы по исследованию различных смазочных материалов. Целью данных исследований явилось изучение влияния присадок ER (США), SLIDER (Англия), PhMET (Россия), F-4 (Россия) на износостойкость материалов (противоизносные свойства), способность сопротивления задиру материалов (противозадирные свойства) и возможность снижения механических потерь на трение (антифрикционные свойства).

В результате сравнительных испытаний присадок к маслам, было установлено, что присадка F-4 занимает второе место по снижению износа в испытываемом ряду присадок, а противозадирные свойства масла с присадкой F-4 обладают высокими значениями критической нагрузки Ркр и нагрузки сваривания Рсв, это позволяет прогнозировать их хорошую работу при высоких эксплуатационных нагрузках.

На основании проведенных исследований была разработана смазка «Суперлайн» содержащая ультрадисперсный полимер РТFE со структурной формулой (- ${\rm CF_2-CF_2}$ -)n , где n<10000, а размер фторопластовых частиц в среднем составляет от 0,1 до 0,6 мкм

Из всех известных в мировой практике фторопластосодержащих антифрикционных материалов только такая тонкодисперсная структура позволяет применить качественно новые технологии по созданию полимерных микропленок на поверхностях трения, надежно защищающих металлические поверхности от локального перегрева и износа, образования нагара и коррозии.

Проникающая способность субмикронных частиц ПТФЭ в микрорельеф конструкционных материалов в узлах трения позволяет не только получить необычно высокую адгезию политетрафторэтилена, но использовать свойство «псевдотекучести» фторопласта, когда частицы запрессовываются в микропоры, микротрещины, микронеровности, зоны выкрашивания и образуют долговечное покрытие.

По результатам испытаний на четырехшариковой машине трения при использовании смазки «Суперлайн» износ уменьшается в 10-15 раз по сравнению со смазкой «Литол-24».

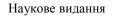
Сравнительные испытания при введении «Суперлайн» в базовое минеральное масло показали, что износ уменьшается на 22%, а момент трения на 20% в сравнении с зарубежным аналогом «SLIDER» (Англия). Кроме того, момент трения базового минерального масла уменьшается с введением в него концентрата «Суперлайн» в 2,8 раза, что дает снижение скорости износа до 39% и общих механических потерь до 66%.

Заключение

Применение смазок на основе ультрадисперсного фторопласта позволяет существенно повысить технические характеристики вновь разрабатываемых ДВС и обеспечить эффективную эксплуатацию ранее созданных конструкций.

Список литературы:

1. Авдеенко С.В., Заславский Ю.С., Константинов И.О. и др. Компъютерно -радиоизотопный метод исследования антипиттинговых свойств моторных масел, - Трение и износ, т.10, № 6,1989г., с. 1006-1012. 2. Раджабов Э.А, Парфенов В.А., Гуреев А.А. и др. //Химия и технология топлив и масел, 1985г., №7, с. 25-27. 3. Fujita K., Yohida A //Wear. 1984 Vol. 95 p 271-286.



ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ Всеукраїнський науково-технічний журнал

Відповідальний за випуск І.В.Парсаданов

Підп. до друку 31.08.2006 Фомат 60×90 1/8. Папір офсетний. Гарнітура Тітеs. Rіso-друк. Ум. друк. арк. 10,25. Обл.-вид. арк. 10,5. Наклад 300 прим. Зам. № 905. Ціна договірна.