ИТОГИ И РЕШЕНИЕ

ВСЕРОССИЙСКОЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ КОНФЕРЕНЦИИ «РАЗВИТИЕ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ В РОССИИ»

09–10 апреля 2009 г. в Санкт-Петербурге была проведена Всероссийская научно-техническая конференция «Развитие двигателестроения в России». Инициаторами и организаторами конференции выступили Санкт-Петербургский Военный инженерно-технический университет (ФГОУ ВПО ВИТУ) и межотраслевой научно-технический и производственный журнал «Двигателестроение». По сложившейся традиции время проведения конференции было выбрано с учетом сразу двух юбилейных дат: 30-летия выхода в свет первого номера журнала «Двигателестроение» и подготовки к празднованию 70-летнего юбилея ВИТУ.

В конференции приняли участие более 50 ведущих ученых и специалистов отрасли двигателестроения, представляющих более 20 научных организаций, специализированных кафедр вузов, двигателестроительных заводов, производителей комплектующих двигатели систем и агрегатов, представителей КБ и проектных организаций транспортной техники, силовых энергетических установок на базе поршневых ДВС, различных потребителей двигателей, включая Министерство обороны РФ.

Организаторы конференции при ее созыве руководствовались необходимостью достижения двух основных целей:

➢ обсуждение актуальных вопросов развития науки о двигателях, включая перспективные научные исследования и разработки в областях развития конструкций двигателей их систем и агрегатов, технологий производства, обслуживания и ремонта;

➢ объективная оценка современного состояния отрасли отечественного двигателестроения, анализ возможных путей выхода ее из кризиса и решения накопившихся старых и возникших новых проблем отрасли, поставивших ее на грань исчезновения.

Традиционная научно-техническая часть программы конференции была представлена актуальными и высокопрофессиональными докладами ученых, специалистов и аспирантов, еще раз подтвердившими наличие соответствующего современным требованиям научно-технического потенциала работников, занятых в отрасли.

Доклады и сообщения по вопросам развития науки о двигателях и состояния двигателестроения были представлены специалистами из организаций ФГОУ ВПО ВИТУ (Санкт-Петербург), ОАО «Коломенский завод» (г. Коломна, Московская обл.), ЗАО УК «Брянский машиностроительный завод», ОАО «Русские моторы» (Нижний Новгород), ЗАО «Волжский дизель им. Маминых» (г. Балаково), ООО «Уральский дизель-моторный завод» (Екатеринбург), ООО «ЧТЗ-Уралтрак», ООО ГСКБ «Трансдизель», (г. Челябинск), ФГУП «ЦНИИ материалов» (Санкт-Петербург), ОАО ГНЦ «ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова» (Санкт-Петербург), Санкт-Петербургское морское бюро машиностроения «Малахит», ОАО НИИД (Москва), I ЦНИИ Министерства обороны РФ (Санкт-Петербург), «Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана», «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет, «Санкт-Петербургский государственный морской технический университет», «Санкт-Петербургский государственный университет водных коммуникаций», «Уральский государственный технический университет-УПИ им. первого президента России Б.Н. Ельцина» (Екатеринбург), «Государственная морская академия им. адмирала С.О. Макарова» (Санкт-Петербург), «Военно-морской инженерный институт» (Санкт-Петербург) и других научных, проектных и коммерческих организаций.

В докладах и выступлениях участников конференции в очередной раз прозвучала крайняя озабоченность постепенно ускоряющимся разрушением отрасли отечественного двигателестроения, производящей двигатели судового, тепловозного, промышленного и специального назначения. Было аргументировано показано, что само наличие этой отрасли в национальной экономике страны имеет стратегическое значение для государства, поскольку технический уровень двигателей этого класса определяет качество, надежность и технико-экономические показатели конечных объектов применения, технический уровень развития таких стратегически важных отраслей, как магистральный (водный, и железнодорожный) транспорт, промышленный

транспорт, безопасность объектов ядерной энергетики, непрерывное и резервное энергоснабжение объектов военной техники и военной инфраструктуры, то есть в конечном итоге определяет экономическую безопасность и обороноспособность страны.

По этой причине двигателестроение традиционно было и остается стратегической отраслью национальной экономики России, и такое же исключительно важное положение двигателестроение занимает в экономике всех развитых стран, производящих двигатели собственной конструкции.

Всесторонний анализ современного состояния отрасли отечественного двигателестроения, проведенный участниками конференции при обсуждении научных докладов и сообщений, посвященных исключительно этой проблеме, показал, что Российское двигателестроение уже много лет находится в состоянии глубокого системного кризиса, и экономический кризис, разразившийся в конце 2008 г., только до предела обострил и осложнил ситуацию.

По мнению большинства специалистов, знающих действительное положение дел в отрасли, состояние двигателестроения в России характеризуется как предельно неблагополучное вследствие долговременного развития следующих негативных явлений и факторов:

➢ потеря ведущих предприятий отраслевой науки в результате их банкротства, перепрофилирование после приватизации или целенаправленной ликвидации и, как следствие, отсутствие прикладных научных исследований в области развития конструкций двигателей, разработки комплектующих узлов и агрегатов, новых материалов и технологий их обработки;

➢ значительное снижение уровня, а в ряде случаев потеря вузовской прикладной науки вследствие старения или ликвидации лабораторно-исследовательской базы, которую невозможно заменить компьютеризацией;













➢ потеря престижа и социального статуса научных работников, технологов и конструкторов из-за неадекватно низкой в сравнении с их квалификацией и отдачей оплаты труда;

➢ ликвидация как нерентабельных опытно-конструкторских подразделений и производств на двигателестроительных заводах вследствие непонимания или нежелания понимать их собственниками самой сути процессов создания и постановки на производство новой сложной техники;

➢ крайняя изношенность основных производственных фондов, достигающая на большинстве заводов 75–85 % и практически полное отсутствие инноваций вследствие нежелания собственников терять даже часть невысокой прибыли дизелестроительных производств;

➢ практически не восполняемая потеря вследствие старения и ухода на пенсию квалифицированных кадров из числа среднего технического персонала и рабочих профессий из-за низкой оплаты труда в машиностроении и двигателестроении;

➢ слабое развитие отечественных специализированных производств, низкий технический уровень комплектующих агрегатов и компонентов двигателей, неразвитая кооперации;

➢ разобщенность мелких разрозненных собственников дизелестроительных предприятий и несовпадение их интересов и целей с интересами и целями государства в развитии стратегических отраслей экономики, таких как магистральный транспорт (флот, железные дороги), военно-морской флот (ВМФ) разнообразные объекты военной техники;

➢ отсутствие государственной программы развития двигателестроения, государственного регу-

лирования заказов и рынков сбыта продукции предприятий двигателестроения при выпонении государственных и оборонных заказов;

➢ неуклонно снижающийся уровень подготовки квалифицированных кадров для машиностроения и двигателестроения из-за проблем в системах высшего, среднего, а также профессионально-технического образования.

Одной из основных причин развития перечисленных негативных явлений, характерных для всей тяжелой промышленности и двигателестроения как его составной части, специалисты считают полное устранение государства от решения вопросов развития этих стратегических отраслей и регулирования объемов производства и рынков сбыта этой продукции в целях укрепления национальной экономики. Это в полной мере проявилось после завершения приватизации отраслевых научных учреждений и дизелестроительных заводов, в результате которой единая отрасль превратилась в отдельные частные предприятия с отдельными частными интересами мелких собственников. Тот факт, что развитие двигателестроения не представлено ни в одной действующей государственной целевой программе, наглядно подтверждает не только отсутствие государственной политики и программы его развития, но и программы поддержки отрасли в период кризиса.

В результате Россия стремительно уходит из десятка развитых стран, производящих двигатели собственной конструкции. При этом не лишним будет напомнить, что для создания и постановки на производство современного двигателя необходимо несколько лет (от 3 до 5), а затраты на организацию необходимых научных исследований, опытно-конструкторских работ и подготовку производства исчисляются суммами порядка 100–150 млн долларов и более.

Экономисты-рыночники, позиции и идеология которых по-прежнему доминируют в руководстве современной России, продолжают считать, что рынок все отрегулирует сам, однако сегодняшнее положение дел в тяжелой промышленности наглядно демонстрируют жалкие результаты подобного управления и ошибочность этой идеологии, самая поверхностная цель которой — минимальные затраты и максимальная прибыль. Существующее положение дел в двигателестроении есть закономерный результат развития ситуации, в которой управленцы и финансисты не утруждают себя осознанием особенностей объектов управления и сложности составляющих их процессов, а ситуация в целом пущена на самотек.

В то же время наглядным и весьма поучительным примером поддержания научных исследований в области развития двигателестроения за рубежом может послужить только что завершенный совместный научно-исследовательский международный проект Евросоюза и Правительства Швеции под названием «GERCULES» (High Efficiency R&D of Combustion with Ultra Low Emission for Ships), направленный на создание современных судовых высокоэкономичных и экологически безопасных двигателей для коммерческого флота Европы. В этом проекте с бюджетом более 33 млн евро участвовало более 50 научных организаций из 10 стран, а основными исполнителями выступили две транснациональные дизелестроительные корпорации (прямые конкуренты) «M.A.N. Diesel» (Германия и Дания) и «Wartsila» (Финляндия и Швеция). Приведенный пример демонстрирует понимание важности развития двигателестроения для экономики объединенной Европы и осознание, несмотря на конкуренцию, необходимости несения подобных расходов.

Совершенно очевидно, что подобные затраты на создание новых двигателей или хотя бы на поддержание достигнутого уровня производства для сегодняшних мелких и средних разрозненных собственников Российских дизелестроительных заводов — непосильное бремя. Именно поэтому отрасль двигателестроения в России совершенно закономерно и быстро исчезает.

К настоящему моменту Российское двигателестроение уже потеряло ряд крупнейших заводов судового дизелестроения и отраслевых институтов. Заводы «Русский дизель» в Санкт-Петербурге, «Дальдизель» в Хабаровске ликвидированы по завершению процедуры банкротства, закрыто дизельное производство на заводе «Рыбинские моторы», руководство завода «Звезда» сообщает о намерениях закрытия дизельного производства и перепрофилировании производственных мощностей. Этот список в ближайшее время, по-видимому, можно будет продолжить, поскольку оставшиеся заводы, потеряв заказы и объемы выпуска продукции в несколько раз, с начала 2009 г. работают в режиме неполной занятости (2–3 дня в неделю) и уже готовятся к частичной или полной консервации производственных мощностей.

Ничуть не лучше положение дел в отраслевой и вузовской науке. Центральный научно-исследовательский дизельный институт (ЦНИДИ) в Санкт-Петербурге, бывший еще недавно одним из центров отраслевой науки, ликвидирован по завершении процедуры банкротства, Центральный научно-исследовательский институт топливной аппаратуры (ЦНИТА) перепрофилирован после приватизации. Профильные кафедры вузов, в большинстве своем, растеряв экспери-

ментально-лабораторную базу, выпускают из года в год «клавишников», так и не освоивших толком за время обучения ничего, кроме клавиатуры компьютера. Для специалистов, да и просто здравомыслящих людей, совершенно очевидно, что, потеряв отраслевую и вузовскую науку, промышленность теряет саму возможность получения новых знаний, новых технологий, новых материалов и, в конечном итоге, так необходимых стране новых двигателей.

Научно-технические работники, занятые в отрасли двигателестроения России, крайне обеспокоены тем, что без всякой реакции со стороны Правительства РФ и основных Федеральных министерств-заказчиков (Минторгпром, Минтранс и Минобороны) отрасль теряет заводы, теряет типаж двигателей, необходимых для магистрального транспорта, ВМФ, объектов военной техники и инфраструктуры и все это происходит на фоне обсуждения масштабных планов реформирования промышленности и вооруженных сил.

Приведенный здесь, как мы полагаем, объективный анализ состояния машиностроения и двигателестроения, как его составной части, ставит, оставляя пока без ответа, простые и понятные всем вопросы. Какую все-таки модель национальной экономики выстраивает Правительство России? Нужны ли нам двигателестроение, транспортное машиностроение, тяжелая промышленность, надежная и эффективная оборона? С учетом ускорения развития ситуации, ответы на эти вопросы будут получены в самое ближайшее время.

РЕШЕНИЕ

Всероссийской научно-технической конференции «Развитие двигателестроения в России»

Рассмотрев и проанализировав причины неблагополучного состояния отрасли отечественного двигателестроения, создающей и производящей двигатели судового, тепловозного и промышленного применения для магистрального (водного и железнодорожного) транспорта, кораблей ВМФ и других объектов военной техники;

осознавая, что наличие производства традиционных и альтернативных двигателей отечественной конструкции в современной экономике России имеет и будет сохранять стратегическое значение для обеспечения экономической безопасности и обороноспособности страны;

выражая крайнюю озабоченность специалистов и научно-технических работников, занятых в отрасли, ее ускоряющимся в период кризиса разрушением, потерей части отраслевых научных институтов и заводов, частичной остановкой и планируемым перепрофилированием действующих производственных мощностей;

отмечая, что одной из основных причин разрушения отрасли двигателестроения является полное устранение государства от решения вопросов ее развития и регулирования рынков сбыта продукции отрасли в целях укрепления национальной экономики и обороноспособности страны;

понимая невозможность эффективной реализации широкомасштабных планов руководства России в области модернизации национальной промышленности и вооруженных сил Российской Федерации без сохранения производства современных двигателей отечественной конструкции;

принимая во внимание необходимость возрождения прикладной науки, восстановления социального статуса научно-технических работников, конструкторов и квалифицированных специалистов, обеспечивающих развитие двигателестроения, повышения качества образования всех уровней и решения проблем подготовки кадров,

конференция решила:

1. Поручить оргкомитету Всероссийской конференции «Развитие двигателестроения в России» направить Председателю Правительства Российской Федерации В.В. Путину, руководителям основных Федеральных министерств потребителей продукции двигателестроения (Минпромторг, Минтранс, Минобороны и Минэкономразвития) предложения участников конференции по принятию нижеперечисленных первоочередных мер для сохранения и развития отрасли отечественного двигателестроения.

➢ Создать Федеральный межотраслевой научный центр развития двигателестроения, выполняющий функции по разработке стратегии и государственных программ развития традиционных и альтернативных двигателей, формирования научно-технической политики в областях развития новых материалов и технологий, горения топлива и преобразования энергии, очистки газов, утилизации двигателей и их отходов, стандартизации, унификации и сертификации двигателей и их компонентов, координации деятельности отраслевых научных центров всех форм собственности и вузовской науки.

➢ Создать Федеральный межвузовский научный центр развития двигателей и автономных и альтернативных источников энергии, формирующий развитие научного творчества студентов и аспирантов, возрождение научных школ и формирование высококвалифицированных научных кадров.

➢ По поручению Правительства РФ Федеральному межотраслевому научному центру при участии Федеральных министерств, государственных и частных корпораций — потребителей

продукции двигателестроения, разработать и реализовать Федеральную целевую программу «Развитие отечественных двигателей и их компонентов», дополнить действующие Федеральные целевые программы «Национальная технологическая база», «Развитие гражданской морской техники», «Развитие магистрального транспорта» и другие разделами, предусматривающими развитие двигателей и автономной энергетики.

➢ Специальным Постановлением Правительства РФ признать стратегическое значение отрасли двигателестроения для развития экономики страны, на период преодоления кризиса обеспечить приоритет отечественным производителям двигателей при формировании портфеля заказов государственными корпорациями и акционерными обществами с государственным контрольным пакетом акций (ОАО ОПК ОБОРОНПРОМ, ОАО «Объединенная судостроительная корпорация» (ОСК), РАО ГАЗПРОМ, РАО РЖД), при постройке и модернизации объектов военной инфраструктуры и ВМФ, атомной энергетики, техники для добычи, перевозки и перекачки нефти и газа.

➢ Законодательно (или Постановлением Правительства РФ) установить правила формирования цены на дизелестроительную продукцию при закупке ее государственными корпорациями и акционерными обществами с государственным контрольным пакетом акций, обеспечивающие не менее 20 % прибыли производителю, запретив при этом участие посредников, как, например, при формировании гособоронзаказа. Обязать эту категорию потребителей участвовать в инвестировании средств на создание образцов новой и перспективной стационарной и транспортной техники с отечественными двигателями.

➢ Постановлением Правительства РФ принять решение о снижении банковских процентных ставок по кредитам для предприятий двигателестроения до 5 %, таможенных платежей за экспорт продукции двигателестроения, импорт комплектующих компонентов и технологического оборудования, не производимых в России.

➢ Федеральным министерствам, потребителям продукции двигателестроения (Минпромторг, Минтранс, Минобороны и Минобразования и науки), в ежегодно проводимых открытых конкурсах на создание перспективных образцов новой техники, ее компонентов, материалов и технологий, обеспечить финансирование этих работ и формирование грандов из средств государственного бюджета без участия посредников. Обязать победителей конкурсов и обладателей грандов, финансируемых за счет средств госбюджета, публиковать результаты выполненных научных исследований и разработок в специальных научных печатных изданиях и журналах, распространяемых через Федеральные подписные агентства (Роспечать, Пресса России), имеющих Российский индекс научного цитирования (РИНЦ) и зарегистрированных в Национальной научной электронной библиотеке (НЭБ).

➢ Повысить социальный статус и престиж ученых, преподавателей вузов, научно-технических работников и специалистов инженерных профессий за счет достойной оплаты их труда. При реализации государственной информационной политики использовать средства массовой информации и специальные периодические научно-технические издания для восстановления престижа этой категории работников. Всемерно использовать систему государственных поощрений и наград, а также все доступные средства морального поощрения за выдающиеся и передовые достижения в области развития, внедрения и пропаганды достижений отечественной науки и техники.

➢ Признать неудовлетворительными результаты эксперимента в технических вузах с переходом на двухуровневую систему подготовки специалистов (бакалавр, магистр) и отложить его планируемое внедрение. Изменить государственный стандарт высшего образования в части подготовки инженеров по специальности 140501 «Двигатели внутреннего сгорания» (ДВС). Программу подготовки инженеров по специальности ДВС разработать с участием ведущих специалистов отрасли двигателестроения, сократить загруженность учебных программ второстепенными общественными дисциплинами, обеспечив более глубокое изучение инженерных и специальные предметов. Отменить существующие нормы ставок и соотношений количества студентов и преподавателей, для достижения главной цели — повышения качества специальных знаний современного выпускника вуза.

2. Научно-техническому и производственному журналу «Двигателестроение» опубликовать итоги конференции, ее решение и предложения участников. Информировать о неблагополучном состоянии и угрозе исчезновения отрасли отечественного двигателестроения, имеющей стратегическое значение для развития экономики и укрепления обороноспособности страны, политические партии и общественные объединения, научные организации и специализированные периодические издания для организации широкого и открытого обсуждения всех возможных способов ее сохранения и обеспечения дальнейшего развития.

Оргкомитет конференции,
Редакционная коллегия журнала
«Двигателестроение»

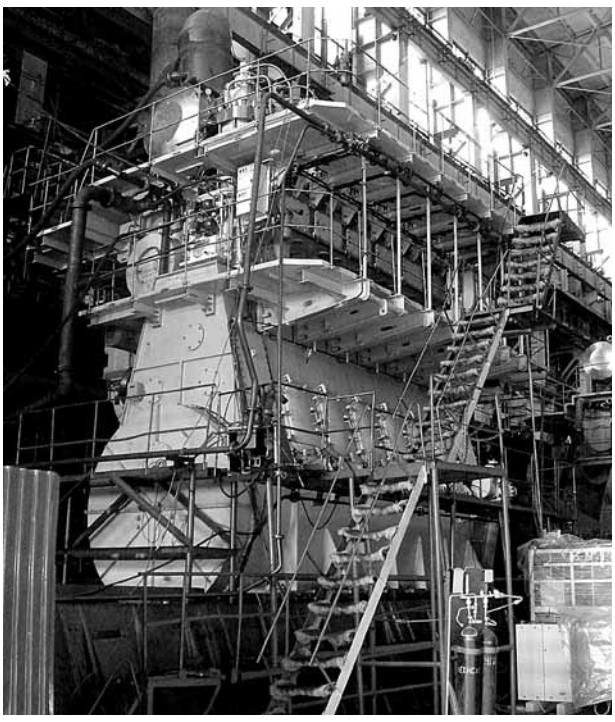
ПРЕДЛОЖЕНИЯ УЧАСТНИКОВ КОНФЕРЕНЦИИ ПО ПЕРВООЧЕРЕДНЫМ МЕРАМ И ДЕЙСТВИЯМ ДЛЯ СОХРАНЕНИЯ ОТРАСЛИ ОТЕЧЕСТВЕННОГО ДИЗЕЛЕСТРОЕНИЯ

ЗАО УК «Брянский машиностроительный завод»

Уважаемая редакция журнала «Двигателестроение»!

Мы хотели бы еще раз проинформировать вас, а с вашей помощью и руководство нашего государства о том, в каком критическом положении оказалось в настоящее время производство дизелестроения ЗАО УК «Брянский машиностроительный завод».

Безусловно, вы информированы о том, что на Брянском машиностроительном заводе, начиная с 1961 г., выпускаются мощные судовые малооборотные дизели по лицензии германо-датской компании «MAN Diesel». Компания- лицензиар «MAN Diesel» является мировым лидером в области разработки данного вида наукоемкой и технологически сложной продукции. В свое время организация производства дизелей на Брянском заводе потребовало от государства (Советского Союза) значительных материальных вложений в технологическую базу и подготовку высокопрофессиональных кадров. К текущему моменту БМЗ выпустил более тысячи (!) двигателей суммарной мощностью более 6900 МВт, которые были поставлены на судоверфи: России,



Главный судовой дизель, производства БМЗ



Е.С.Васюков
Технический директор ЗАО УК БМЗ

Украины, США, Норвегии, Германии, Греции, Румынии, Болгарии, Южной Кореи, Китая, Вьетнама и других государств. Двигатели изготавливаются под надзором классификационных обществ, что требует высокого уровня технологической организации производства. Многие технологические разработки (например, такие как технология электрошлакового переплава, используемая при изготовлении коленчатых валов) уникальны в своем роде и применяются только на нашем предприятии. Делая обобщение, можно заявить, что производство судовых малооборотных дизелей — уникально. Также уникален сохраненный кадровый состав производства, который работает на заводе и пополняется молодыми специалистами. Следует отметить, что в связи с созданием на БМЗ производства дизелей в Брянском государственном университете специально была организована кафедра «ДВС», выпускающая специалистов для нашего и других заводов.

Мировая кризисная ситуация в финансовой сфере сильнейшим образом отразилась на текущей производственной программе БМЗ. За волной приостановки постройки судов неизбежно пришла волна остановки постройки двигателей для них. Контракты, заключенные с БМЗ, на поставку судовых двигателей 2009–2010 гг. были аннулированы. Почти полная остановка производства приводит к новым вынужденным сокращениям специалистов, которые «уходят за ворота», а вопрос о том, вернутся ли они обратно,

вызывает большие сомнения. Объем намечаемых летом этого года очередных сокращений по производству составляет приблизительно 50 % от численного состава. Не будет преувеличением сказать, что при оставшейся численности о выпуске двигателей, и тем более двигателей новых модификаций, не может идти и речи. Жаль, но, как показывает практика, казалось бы временно свернув производство, можно потерять его навсегда. Где выход? Безусловно, вопрос непростой.

Первое — необходима поддержка государства, а именно открыть государственные заказы (пусть в небольшом объеме) на судовые двигатели производства БМЗ. Следует отметить, что БМЗ выпускает очень широкую номенклатуру двигателей, в том числе двигатели сравнительно небольшой мощности для судов типа река–море, потребность в которых, безусловно, есть у речных пароходств. Вспомогательный флот, обслуживающий корабли ВМФ, как представляется, также требуется стране, а для реализации программы строительства флота на верфях ОСК (более 1000 судов), принятой правительством РФ, наши двигатели просто необходимы.

Второе — в текущих условиях необходимо на государственном уровне обязать Российских судовладельцев строить суда у себя в России и соответственно оснащать их главными двигателями отечественного производства, в том числе БМЗ. Например, ОАО «Приморское морское пароходство» ведет строительство судов в Южной Корее. Суда оснащаются такими же главными двигателями, которые строит БМЗ, только корейской постройки; в ОАО «Дальневосточное морское пароходство», ОАО «Новороссийское морское пароходство», ОАО «Совкомфлот» ситуация аналогичная.

Следует, по возможности, поставить заслон продукции, внедряемой на судоверфи России извне. По заказу «Росморпорт» проектируется паром (проектант «Вымпел», г. Нижний Новгород), на котором предполагается установить двигатели «Wartsila», хотя принципиально на пароме возможна установка двигателей 12L42MC производства БМЗ.

Закрытие производства судовых дизелей в Брянске, если такое случится, можно расценивать как еще один шаг превращения нашей страны в страну «сырьевой придаток».

ОАО «Научно-исследовательский институт двигателей» (ОАО НИИД)

Уважаемые коллеги!



Н.И. Троицкий
Генеральный директор
ОАО НИИД

В конце января 2009 г. ФГУП НИИД преобразован в ОАО со 100 %-ным госкапиталом в связи с вхождением его в научно-производственную корпорацию НПК «Уралвагонзавод». В эту корпорацию институт включили скорее по отраслевой принадлежности, а не по деловым задачам, так как двигателестроительный завод в ней только один — ЧТЗ. Определенный «плюс» от этого объединения мы имеем по загрузке нашего производства, но стабильность нашего положения во многом сейчас зависит от стабильности гиганта промышленности УВЗ, а в кризисных условиях, как вы знаете, ситуация не стабильна.

По затронутым на конференции «Развитие двигателестроения в России» вопросам считаю необходимым отразить в ее решении следующие положения.

1. Современное состояние двигателестроения в РФ в целом вызывает существенную озабоченность в связи с прогрессирующим отставанием технического уровня отечественных двигателей от зарубежных аналогов, что вызывает опасность потери их конкурентоспособности на внешнем и внутреннем рынках (*имеется в виду прежде всего более низкое качество и надежность двигателей, меньший ресурс, невыполнение современных требований по экологии и др. Отстаем во внедрении современных прогрессивных решений — электронные системы управления топливоподачей и воздухоснабжением, регулируемые ТКР и т. п.*).

2. Отечественная промышленность по производству двигателей, испытательные центры заводов работают преимущественно на оборудования 1960–1980-х гг., не обеспечивающем необходимую точность и качество изготовления и испытаний.

3. Слабо развиты специализированные производства компонентов — поршней, топливной аппаратуры, турбокомпрессоров и других узлов и деталей двигателей, что не способствует повышению их технического уровня и снижению стоимости.

4. Отсутствует единая целевая программа развития отечественных двигателей с межотраслевой координацией задач и путей их решения.

5. Практически не финансируются работы по «ключевым технологиям» развития двигателей. *Раздел по двигателям в ФЦП «Национальная технологическая база» целиком отдан на откуп авиации (в основном — ГТД) и не содержит работ по развитию транспортных, судовых и стационарных двигателей, составляющих основу энергетики.*

6. Исчерпан научно-технический задел НИИ и КБ по новым техническим и технологическим решениям из-за отсутствия их финансирования из средств отрасли и федерального бюджета, что усугубляет отставание.

7. Самой существенной в НИИ и КБ (да и на производствах по рабочим специальностям) становится кадровая проблема. В Москве, например, выпускники вузов если и идут на службу по специальности, то в многочисленные представительства зарубежных фирм (например в «Боинг» — более 1200 чел.), которые растаскивают наш и так уже оскудевший научный и технологический потенциал. Многие наши призывы умерить активность этих фирм не находят отклика в верхних эшелонах власти. Наверное, так надо.

Уважаемые коллеги! Я мог бы еще много писать в этом же духе, но остро чувствую малую перспективность наших воззваний, особенно в период переживаемого кризиса. Наш мэр недавно правильно сказал, что в пору кризисов страдают прежде всего высокотехнологичные отрасли, а внутри них — наука, которая становится падчерицей.

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана



Н.Д. Чайнов, профессор кафедры ДВС

Традиционно перечисляя успехи и научные достижения кафедры ДВС МГТУ им. Н.Э. Буамана, научные темы, количество выпущенных инженеров-двигателистов, число защищенных кандидатских и докторских диссертаций, сотни опубликованных статей, монографии и даже учебники, мы не можем не признать весьма сложное состояние, в котором находится отечественное двигателестроение. На многих научно-технических конференциях это обстоятельство не раз отмечалось, но как-то обыденно, как само собой разумеющееся. Однако дело очень серьезное, а сложившаяся ситуация весьма тревожна.

С одной стороны, есть заметные успехи на многих направлениях, определяющих технический уровень современных двигателей (топливная и масляная экономичность, требуемые экологические показатели, надежность и необходимый срок службы) в условиях непрерывного форсирования по удельной и агрегатной мощности. Предложены новые материалы с повышенными служебными свойствами. Широкое внедрение электроники обеспечивает эффективную реализацию этих достижений. Однако макропроцессы в отечественном двигателестроении протекают в крайне нежелательном направлении.

Конечно, кризис «смешал карты» во всех областях экономики, но уже до него началось заметное сокращение производства, достигшее к настоящему времени критических масштабов. Заметно сократилась научно-техническая активность многих ведущих отечественных центров в области двигателестроения. Энтузиасты, в первую очередь на многочисленных кафедрах ДВС, ставят интересные задачи и получают отдельные значимые результаты в основном с помощью математического моделирования, что конечно не может заменить полноценного эксперимента, о котором мы в основном читаем в иностранных журналах. Но делать вид, что ничего не происходит, просто нельзя.

Наиболее эффективны были (и, надеюсь, будут) те исследования, которые выполнялись под конкретные задачи двигателестроительных предприятий как в области рабочих процессов, включая топливоподачу, турбонаддув, смазку, охлаждение, так и в области конструкции и расчета. Без этой постоянно действующей обратной связи дело зачахнет.

Мне представляется, что научно-техническое сообщество должно вселить обоснованную тревогу и непроходящее беспокойство в те круги, где принимаются решения, в первую очередь, экономические. О последних проблемах здесь много говорилось. Эта озабоченность должна быть непроходящей и систематически звучать и проникать в общественное сознание всеми путями.

Одной из причин теперешней печальной ситуации является то, что непосредственные производители, а это одновременно и единственные

компетентные и квалифицированные специалисты, оказались отодвинутыми от влияния на принятие определяющих решений, которые без глубокого научно-технического анализа могут оказаться далеко не оптимальными. Даже на Западе уже не раз отмечалось в печати, что управленцы и финансисты слишком много на себя взяли.

Конечно, разразившийся кризис, затронувший все области экономики, включая двигателестроение, чрезвычайно осложнил ситуацию. Но кризис не вечен и надо быть готовым к посткризисному периоду. Забота должна быть о том, чтобы сохранить то, что в дальнейшем предстоит развивать. Это и наука, и промышленность, а прежде всего, люди, обладающие необходимыми знаниями и опытом, которые только и в состоянии что-либо двигать вперед.

К сожалению, слышатся многочисленные сигналы об увольнениях, включая опытных специалистов, что лишает возможности молодых инженеров получить практические навыки и знания. В этих условиях ответственные решения зачастую вынуждены принимать руководители без согласования их с профессионалами, которые кроме сиюминутной экономической ситуации могут оценить в перспективе последствия принимаемых сегодня решений. Таким образом, управленцы в какой-то мере сами становятся заложниками сложившейся системы.

Ориентация исключительно на приобретение готовых продуктов (деталей, узлов, конструкторских решений) создает проблемы их адаптации в наших условиях и сомнение в возможности дальнейшего самостоятельного развития наших предприятий и приложения там усилий наших молодых специалистов. В конце концов, закупить можно не только машины, но и администраторов до самых верхних ступеней, но это уже совсем другой сценарий развития. Мы должны всеми силами этому воспрепятствовать.

Санкт-Петербургский государственный морской технический университет



В.К. Румб, профессор кафедры ДВС

Без преувеличения ДВС относится к самым сложным изделиям энергетического машиностроения. В нем реализуются все известные и малоизвестные химические, физические, механические, технологические и другие процессы, поэтому проектирование ДВС, которое существенно отличается от простого конструирования, в своей основе базируется на системном подходе. Системное проектирование — более высокая качественная ступень инженерной деятельности, рассматривающей проектирование сложных изделий как единого целого. Именно с позиции системного подхода осуществляется подготовка инженеров по специальности 140501 «Двигатели внутреннего сгорания».

Однако грядущие преобразования, связанные с переходом на двухуровневую подготовку (бакалавр–магистр), вынудят отказаться от системного подхода в образовании и тем самым ухудшат положение дел с подготовкой специалистов для двигателестроения,

Особый вопрос о том, кто такой бакалавр? Государственный образовательный стандарт отводит на изучение цикла специальных дисциплин бакалавру 672 часа, это в 3,5 раза меньше, чем на существенную подготовку инженера. Следовательно, бакалавр — это человек, который будет иметь лишь смутные представления о своей специальности и по профессиональным знаниям будет уступать классическому «технику». Такой специалист не представляет интереса для конструкторского бюро дизелестроительного завода.

Все чаще работодатель сталкивается с диспропорцией между квалификационной характеристикой выпускника и его способностью исполнять служебные обязанности инженера. Без сомнения, устранение этой диспропорции яляется приоритетной проблемой. Однако неясно, каким образом разрешать эту проблему в условиях отказа от инженерной подготовки.

В конечном счете, отказ от подготовки инженеров по ДВС негативно отразится в будущем на всей отрасли энергетического машиностроения, которое сегодня и без того находится не в лучшем состоянии.

В решение конференции «РДР» вошли предложеия Коломенского завода (технического директора В.А. Шелеметьева, главного конструктор В.А. Рыжова), Челябинского тракторного завода (директора-главного конструктора ГСКБ «Трансдизель» В.С. Мурзина) и других руководителей и специалистов предприятий отрасли двигателестроение.

УДК 621.436

НОБЕЛИ В РОССИИ

Л.А. Новиков, к.т.н.
ООО «ЦНИДИ-Экосервис»

10–11 июня 2009 г. по инициативе Международной Ассоциации Нобелевского движения, при поддержке аппарата Правительства РФ и участии Санкт-Петербургского отделения РАН, научно-техническая общественность и представители бизнеса России отметили 150-летие со дня рождения Эммануэля Нобеля, выдающегося Российского промышленника и общественного деятеля, действительного Статского советника, гражданина России (с 1888 по 1920 г.) проведением в Санкт-Петербурге научно-практической конференции «Эммануэль Нобель — наука и бизнес — искусство управлять».

Эммануэль Нобель (в русском гражданстве Эммануил Людвигович Нобель) родился в Санкт-Петербурге 10 июня 1859 г. в семье промышленника шведского происхождения Людвига Эммануиловича Нобеля. Он был представителем уже третьего поколения знаменитой династии Нобелей в России, которая внесла неоценимый вклад в развитие военной и нефтяной промышленности, машиностроения и судостроения в Российской империи.

Читателям нашего журнала Э. Нобель знаком прежде сего как основоположник российского дизелестроения, создатель первого теплохода и дизельного двигателя для первой подводной лодки [1, 2], однако результаты его деятельности составляют лишь часть того огромного научно-технического потенциала, который был создан в России представителями этой знаменитой династии.

Династия Нобелей в России

В 1837 г. в Россию из Швеции бежал от кредиторов талантливый изобретатель Эммануэль Нобель старший. В Швеции он был известен множеством полезных изобретений, но с их коммерческой реализацией Нобелю на родине решительно не везло.

В Санкт-Петербурге Нобель довольно быстро получил в управление завод по выпуску военной техники. Один из главных проектов изобретателя «Взрывная машина для потопления военных, торговых и иных неприятельских судов» (подводная мина) позволил ему рассчитаться со Шведскими кредиторами и добиться разрешения на въезд в Россию своей семьи — жены и трех сыновей: Роберта, Людвига и Альфреда.

С окончанием Крымской войны прервались и военные заказы. Механический завод, на котором работало более 1000 человек, в 1859 г. попал в список банкротов, и Нобель засобирался на родину, спасаясь уже от российских кредиторов. Однако выяснилось, что его дети вовсе не собираются возвращаться в Швецию. За семнадцать лет, проведенных в России, они стали вполне русскими.



Роберт Нобель
1829–1896



Людвиг Нобель
1831–1888



Альфред Нобель
1833–1896

Все братья унаследовали отцовские способности к изобретательству. Три года старшие братья Роберт и Людвиг старались вытащить отцовское предприятие из затяжного кризиса. Но, несмотря на все усилия, поднять отцовский завод и уйти от долгов не удалось. Единственным выходом было основание нового предприятия, которым в 1862 г. стал механический и чугунолитейный завод «Людвиг Нобель», названный так в честь его основателя. Именно этот завод, оборудованный станками и механизмами, изобретенными Людвигом Нобелем (включая и первый прототип станка с программным управлением, работавший по шаблону), помог братьям расплатиться по кредитам и восстановить доброе имя Нобеля старшего. Альфред Нобель, младший из батьев, полностью посвятил себя научным занятиям химией. В лаборатории знаменитого русского ученого-химика, профессора Н.Н. Зинина он проводил почти все свое время. После длительной серии опытов ему удалось найти способ превращения нестабильного и опасного нитроглицерина во вполне инертное вещество, обладающее при детонации страшной разрушительной силой и получившей название «динамит». Детонатором служил изобретенный Людвигом металлический капсюль, который применялся в последствии в ружейных патронах. На минном полигоне в Петербурге успешно прошли испытания динамита, и чтобы узаконить свое право на изобретение, Альфред в 1863 г. покинул Россию и переехал Стокгольм.

В 1867 г. Альфред Нобель получил патент на динамит и, успешно продав его нескольким крупным Европейским компаниям, стал самым богатым химиком в истории человечества.

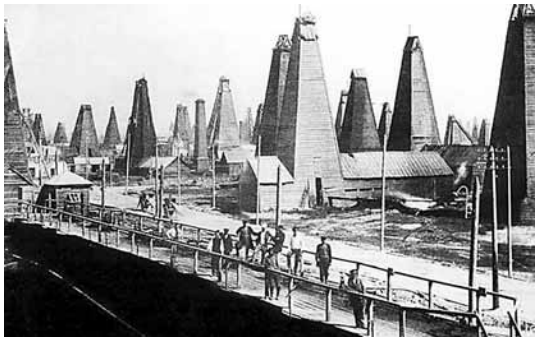
Людвиг Нобель занимался в Петербурге усовершенствованием стрелкового оружия. Появление патрона с металлическим капсюлем и «магазинной обоймы» Нобеля вполне можно назвать революционным событием в оружейном деле. В 1870 г. Людвиг и Роберт Нобели в компании с полковником артиллерийской службы П. Бильдерлингом, взяли в аренду казенный оружейный завод в г. Ижевске. По условиям аренды они обязались за семь лет поставить русской армии 200 тыс. ружей. План был перевыполнен в два с половиной раза: за указанный срок их было произведено около 500 тыс. Это стало возможным в результате полного переоснащения завода, установки новых станков, бо́льшая часть которых была спроектирована Людвигом, организацией (впервые в России) производства специальной стали для стволов. Создавая свои новые станки и механизмы, Л. Нобель всячески содействовал внедрению в России метрической системы измерений, что позволило впоследствии продавать их и производимую на заводах Нобелей продукцию в Европу.

Их старания не остались незамеченными: в 1875 г. Людвиг Нобель был награжден орденом Святой Анны 2-й степени «за заслуги, содействие и особые труды по устройству в Ижевском оружейном заводе технической части».

Нефтяные промыслы братьев Нобель

В 1876 г. Людвиг отправил старшего брата в командировку на Кавказ за ореховым деревом для ружейных прикладов. В своем отчете Роберт написал Людвигу в Санкт-Петербург, что везти орех с Кавказа крайне невыгодно и что он намерен на имеющиеся деньги приобрести нефтяную вышку. Первый нефтеносный участок (близ поселка Балаханы) обошелся ему в 5000 рублей. Чуть позже он купил и первый керосиновый заводик в Черном городе, заводском районе Баку.

О блестящих перспективах своего нового дела Роберт поспешил сообщить брату Альфреду, работающему в это время в Швеции и посетовал на сложности с трнспортировкой керосина, который перевозили в бочках на ослах. Спустя некоторое время от Альфреда был получен ответ. «Любезный брат, мне кажется, что транспортировка такого предмета, как нефть и ее продукты, не должна представлять трудности, поскольку она является жидкостью, и для ее переноса по заранее известному маршруту необходимо по всей его протяженности проложить достаточного диаметра трубу, а на ключевых точках поставить специальные насосные станции.» К письму были приложены схема работы трубопровода, чертеж парового насоса, приспособленного для перекачки вязких жидкостей, и карта Кавказских гор, на которой карандашом был проложен маршрут первого нефтепровода.



Нефтяные промыслы «Товарищества Бранобель» в Баку

К концу 1876 г. по приглашению брата Людвиг переехал из Петербурга на Кавказ. Он быстро оценил перспективы развития нового дела и уже чере год прочел Императорскому русскому техническому обществу (он был одним из учредителей и первых его членов) доклад на тему «Взгляд на Бакинскую нефтяную промышленность и ее будущее». В этом докладе Людвиг предложил использовать в промышленности отходы нефтепроизводства. Основным продуктом нефтепереработки тогда считался керосин, а к отходам относились бензин, соляр и мазут.

К разработке новых технологий и новой техники для переработки, транспортировки и использования отходов нефтеперегонки были привлечены знаменитые ученые Д.И. Менделеев, К.И. Лисенко, а также прекрасные инженеры О.К. Ленц и В.Г. Шухов.

В том же 1877 г. в шведском городе Мотала сошел со стапелей первый в мире танкер — наливной пароход «Зороастр», в топках паровой машины которого вместо угля впервые стали использовать мазут и соляровое масло, распыляемые через специально сконструированную форсунку (сейчас она называется инжектором). Интересно, что после демонстрации этой форсунки сначала на технической выставке в Лондоне, а позже (в 1893 г.) на всемирной выставке в Чикаго англичане и американцы (самые ревностные поборники авторских прав) попросту заимствовали и широко использовали это изобретение. Однако Людвиг Нобель, считая, что для сокращения количества отходов переработки нефти инжектор будет полезен всем, не предъявил к тогдашним «пиратам» никаких претензий.

Год спустя был построен первый в мире нефтепровод Балаханы—Черный город. Изобретенные братьями нефтекачалки позволили добывать

нефть даже из сравнительно бедных и считавшихся до того бесперспективными месторождений. Для дальнейшего развития производства требовалось привлечение больших средств, и в 1879 г. на свет появляется «Товарищество нефтяного производства братьев Нобель» («Товарищество Бранобель»).

Людвиг был в полном восторге от налаженного дела. «На всем лежит отпечаток порядка, системы и целесообразности... Дороги у нас выстланы камнем, мосты в исправности, все здания удобные и просторные, опрятные и красивые, а технические сооружения и вовсе потрясающи...», — писал он о нефтехранилище в Царицыне. Не прошло и десяти лет, как случайная покупка Роберта Нобеля выросла в миллионное дело. Строили на века — чтобы и себе, и людям.



Эммануил Людвигович Нобель (1859–1932)

Для гражданина Российской империи словосочетание (брэнд) «Товарищество Бранобель» звучало более внушительно, чем для нас сегодня «Газпром». В списке крупнейших российских компаний оно стабильно занимало одно из первых мест. Причем это была не просто нефтедобывающая компания, а настоящая корпорация, занимавшаяся всем, что связано с нефтью: разведкой, добычей, транспортировкой, хранением, переработкой, продажей, утилизацией отходов перегонки, а также исследованиями и разработками. Кроме танкеров, которых к 1880 г. у товарищества было уже 13, и нефтепроводов, которых к концу века насчитывалось уже 25 (общей длиной 260 верст), братья Нобели применили для транспортировки специальные «наливные вагоны», конструкция которых не изменилась до наших дней. Усилиями братьв Нобель Россия, которая совсем недавно была импортером керосина, стала одним из крупнейших его поставщиков.

Все это не замедлило сказаться на цене нефтепродуктов. Устройство нефтепроводов и постройка речных танкеров, в топках которых сжигались отходы нефтеперегонки, позволило сократить расходы и уменьшить стоимость керосина с 2 рублей (в 1877 г.) до 25 копеек (в 1888 г.) за фунт.

Нобелевская премия

В истории с учреждением Международной Нобелевской премии есть одна малоизвестная, но существенная деталь: у знаменитой Нобелевской премии была русская предшественница.

В 1888 г. после тяжелой болезни умер самый энергичный и деятельный из братьев Нобелей — Людвиг. В знак высокой оценки его заслуг в деле развития промышленности и науки в 1889 г. правление «Товарищества Братьев Нобель» объявило об учреждении в России Нобелевской премии, посвященной памяти Людвига Нобеля. Денежной премией и золотой медалью награждались соискатели «...за лучшее сочинение или исследование по металлургии или нефтепромышленности или за какие-либо выдающиеся изобретения, или усовершенствования в технике этих же производств». В комиссию по рассмотрению конкурсных работ входили виднейшие ученые России: Д.И. Менделеев, Ф.Ф. Бельштейн, Н.С. Курнаков и другие. А первым лауреатом российской Нобелевской премии 31 марта 1895 г. стал русский инженер А. И. Степанов за исследование «Основы теории горения ламп».

Самая престижная международная Нобелевская премия была учреждена Альфредом Нобелем и присуждалась за выдающиеся достижения в пяти областях: медицина, физика, химия, литература и миротворчество.

Существует множество версий и слухов о причинах, побудивших его к этому поступку, однако доподлино известно два факта: первый — все свое огромное состояние Альфред завещал в фонд международной научной премии; второй — завещание не было должным образом оформлено и могло быть оспорено наследниками.

Основным наследником состояния Альфреда был сын Людвига Нобеля — Эммануил. После смерти всех трех братьев он управлял огромной промышленно-финансовой корпорацией, созданной Нобелями за полстолетия. Теперь все зависело от его решения: признать или не признать завещание Альфреда. Признание завещания ставило в крайне тяжелое положение «Товарищество Бранобель». Потеря трети капитала не могла пройти для него незаметно.

Оспорить завещание пытались другие наследники, обращавшиеся с этим спорным делом к королю Швеции, но Эммануил Людвигович Нобель был непреклонен. «Я восхищен благородным поступком своего дяди. Вся его доля в товариществе будет перечислена в фонд Нобелевской премии по мере возможности», — заявил он душеприказчикам.

Для того чтобы выплатить фонду необходимые средства, Эммануилу пришлось заложить несколько заводов и вышек. Рабочие товарищества полгода получали зарплату расписками. Практически все долгосрочные проекты были заморожены, не говоря уже о поисково-разведочных работах. Казалось, что империи Нобелей (товарищество добывало тогда более 30 % всей

добываемой в России нефти) пришел конец. Но в этой, казалось бы, безнадежной ситуации неожиданно счастливую роль для товорищества сыграл немецкий изобретатель Р. Дизель и петербургский завод «Людвиг Нобель» (после 1917 г. переименованный в «Русский дизель»).

Развитие Э. Нобелем дизелестроения в России

К концу XIX века производилось несколько видов двигателей внутреннего сгорания, однако все они обладали довольно низким КПД (не более 15 %). В 1892 г. немецкий инженер Рудольф Дизель подал заявку на патент, а в 1896 г. построил первый работоспособный образец принципиально нового двигателя с воспламенением



Завод «Людвиг Нобель» в Санкт-Петербурге (1904 г.)

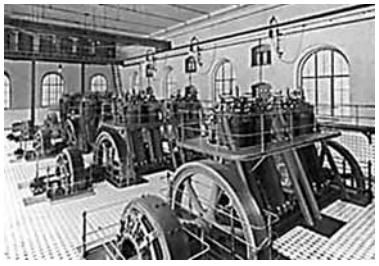
от сжатия, работающего на керосине с КПД, близким к 26 %, что было почти в два раза больше, чем у известных двигателей. Историю создания этого двигателя мы подробно описали в первом номере нашего журнала за 2008 г. В нашей сегодняшней истории мы хотели бы лишний раз подчеркнуть то, насколько быстро и безошибочно Э. Нобель, представляющий уже третье поколение Нобелей в России, так же, как и его знаменитые предки, сумел оценить блестящую перспективу и найти столь разнообразные области применения новому двигателю Р. Дизеля.

То, что произошло 14 февраля 1898 г., газетчики окрестили «сделкой века». За комплект чертежей и право монопольного использования изобретения Р. Дизеля на территории России Э. Нобель, не торгуясь, заплатил 50 тыс. фунтов стерлингов. В феврале 1898 г. чертежи были получены, и под руководством профессора Г.Ф. Деппа началась постройка первого российского двигателя Дизеля. По настоянию Э. Нобеля в конструкцию немецкого прототипа русские инженеры внесли немало новых прогрессивных решений, позволивших двигателю работать на сырой нефти. Испытания первого дизеля были завершены в 1899 г. и показали легкость пуска, плавный ход, полное сгорание топлива, надежное регулирование мощности и устойчивую работу при малых нагрузках. В двигателе с диаметром цилиндра 260 мм и ходом поршня 410 мм была достигнута проектная мощность 20 э. л. с. при 180 об/мин, а затем и максимальная мощность 25 э. л. с.

Подводя итог проделанной работе по созданию первого отечественного дизеля, в докладе на конгрессе по прикладной механике, Г.Ф. Депп заявил: «Мы обеспечили двигателю Дизеля великое будущее».

Сразу же после завершения испытаний первого образца, который Э. Нобель распорядился сохранить как музейный экспонат, завод «Людвиг Нобель» приступил к серийному выпуску дизелей. В 1900 г. году их было изготовлено 7 штук, в следующем 1901 г. — 14, а в 1902 г. уже 20. Дизелестроение стало основным профилем производственной деятельности Механического Чугуно-Стале-Медно-Литейного и котельного завода (см. 4 стр. обложки).

Первые одноцилиндровые двигатели использовались в основном как стационарные для привода механизмов и электрогенераторов. В это время начиналась электрификация городов и в 1903 г. в Санкт-Петербурге была построена первая городская дизельная электростанция для бесперебойного снабжения электрическим освещением центрального района города.



Первая дизельная электростанция в Санкт-Петербурге (1903 г.)

Одновременно были развернуты масштабные работы по созданию новых конструкций двух- и трехцилиндровых быстроходных двигателей судового применения. Идею о возможности использования дизелей на судах впервые в 1898 г. высказал инженер К.П. Боклевский. Он же в начале 1902 г. предложил один из первых проектов дизельного судна и утверждал, что с таким двигателем оно могло бы пойти из любого европейского порта России во Владивосток, не заходя в иностранные гавани за топливом. Идея оказалась плодотворной и сразу же нашла практическое применение.

Первым достаточно крупным дизельным судном стала трехвинтовая нефтеналивная баржа «Вандал» с электродвижением, построенная в России в 1903 г., которую Э. Нобель окрестил «теплоходом». Корпус судна был собран на Сормовском заводе. Затем, уже в Санкт-Петербурге, установили три четырехтактных дизеля. Они имели по три цилиндра диаметром 290 мм, ход поршня 430 мм и развивали мощность 120 э. л. с. при частоте вращения 240 об/мин. Длина первого отечественного судна, приводимого в движение дизель-генератором составляла 74,5 м. Оно при-

нимало 750 т груза, скорость его хода не превышала 7,4 узла. В августе 1904 г. в журнале «Русское судоходство» было опубликовано следующее сообщение о новом судне: «Товарищество братьев Нобель выстроило в нынешнюю навигацию на своем заводе железное судно наподобие баржи. Судно будет приводиться в движение тремя машинами совершенно нового образца, невиданного еще нигде, а в особенности на р. Волге».

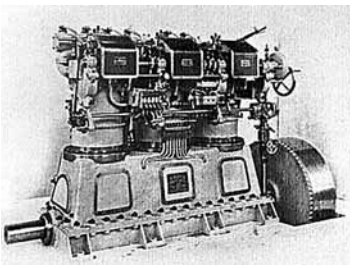
Накопленный при создании теплохода «Вандал» опыт был использован при проектировании и строительстве следующей самоходной нефтеналивной баржи, введенной в строй в 1904 г. Энергетическая установка нового теплохода, получившего название «Сармат», состояла из двух четырехцилиндровых дизелей, каждый из которых развивал мощность 180 э. л. с. при частоте вращения 240 об/мин. Коммерческое использование этих теплоходов при перевозке нефти по р. Волге показало, что их энергетические установки значительно более экономичны, чем у пароходов. Так, теплоход «Сармат» в течение суток расходовал 1,15 т топлива (сырой нефти, солярового масла или мазута), в то время как котел паровой машины на пароходе аналогичных размеров и мощности сжигал 6,5 т. Расходы также заметно снизились за счет сокращения машинной и кочегарной команды. Энергетическую установку «Сармата» обслуживали шесть человек: машинист, его помощник и четыре масленщика.

Настоящая техническая революция в энергооснащении флота не осталась без внимания военного ведомства России. Двухцилиндровые дизели стали устанавливать на канонерских лодках, а впоследствии и на более крупных военных кораблях. В результате скорость кораблей, приводимых дизелями, выросла в полтора раза, а дальность автономного плавания — в несколько раз. Одной из нерешенных задач применения дизелей на судах того времени было отсутствие простой и надежной системы реверса. Конструкция реверса четырехтактных дизелей не удавалась даже Аугсбургскому заводу, однако и эту непростую задачу блестяще решили русские инженеры.

В 1906 г. Военно-морское ведомство предложило Балтийскому судостроительному заводу построить дизельную подводную лодку, где дизель обеспечивал бы надводный ход и зарядку аккумуляторов. Балтийский завод обратился к заводу Нобеля с предложением построить два реверсивных четырехтактных дизеля, так как только четырехтактные дизели могли тогда обеспечить надежную работу при большом противодавлении, связанном с выпуском газов под воду. Завод Нобеля принял предложение и за полтора года создал систему реверса четырехтактного дизеля, известную как система проф. Н.А. Быкова. 11 июля 1908 г. первый в мире четырехтактный реверсивный дизель был изготовлен и успешно прошел испытания. Реверс осуществлялся за 10–12 секунд путем осевого перемещения по распределительному валу двух комплектов кулачных шайб переднего и заднего хода. Эта система реверса используется в мировом дизелестроении до настоящего времени.

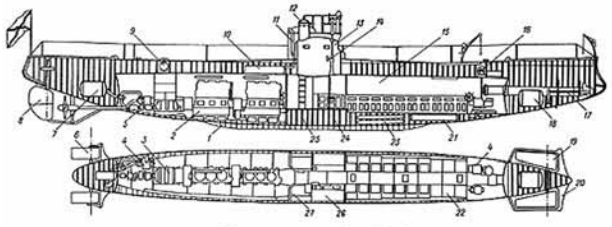
На первой дизельной подводной лодке «Минога» было установлено два трехцилиндровых реверсивных быстроходных дизеля с диаметром цилиндра 275 мм, ходом поршня 350 мм, развивающих мощность 120 э. л. с. каждый при частоте вращения 400 об/мин. Двигатели были установлены один за другим и работали на один вал. В 1909 г. лодка прошла все испытания, в том числе и первое погружение, которое состоялось 7 ноября 1908 г.

В Германии на заводе в Аугсбурге (M.A.N.) первый дизель для подводной лодки был изготовлен на год позже, только в конце 1909 г. В этом же 1909 г. завод «Людвиг Нобель» выиграл конкурс у завода M.A.N. в Аугсбурге на поставку трех дизелей по 300 л. с. для более крупной (с тремя гребными винтами) подводной лодки «Акула», постройка которой шла на Балтийском заводе. Русские дизели оказались дешевле и были построены в более короткие сроки.



Первый реверсивный судовой дизель мощностью 120 л. с. (1906 г.)

Заказы на дизельные двигатели всех назначений быстро росли, и завод в Санкт-Петербурге просто перестал с ними справляться. Заботясь



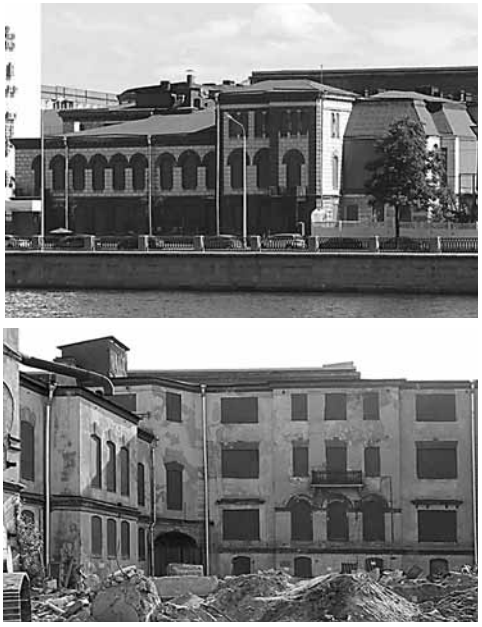
Общее расположение подводной лодки «Минога»

1 — свинцовый киль; 2 — двигатель Дизеля; 3 — гребной электродвигатель; 4 — центробежные помпы; 5 — упорный подшипник; 6 — кормовые горизонтальные рули; 7 — кормовая дифферентная цистерна; 8 — вертикальный руль; 9 — спасательный буй; 10 — газовыхлопной коллектор; 11 — шахта газоотвода; 12 — рубочный люк; 13 — боевая рубка; 14 — штурвал вертикального руля; 15 — носовое отделение; 16 — тросовая вышка; 17 — торпедные аппараты; 18 — носовая дифферентная цистерна; 19 — носовые горизонтальные рули; 20 — ограждение рулей; 21 — воздухохранители для торпедной стрельбы; 22 — аккумуляторы; 23 — воздухохранители для продувания цистерн; 24 — носовая средняя цистерна; 26 — помещение для офицеров; 27 — топливные цистерны



Первая дизельная подводная лодка «Минога» (1906 г.)

о расширении производства дизелей не только как потребителей нефтепродуктов, но и как основы для развития транспортного машиностроения и промышленного производства, Э.Л. Нобель передал право постройки дизелей и имеющиеся чертежи нескольким русским заводам: Коломенскому машиностроительному (1903); заводу Фельзера в Риге (1907); Николаевскому судостроительному и Харьковскому паровозостроительному (1909); Обществу Сормовских заводов (1911). Развитие дизелестроения в России, как и предвидел проф. Г.Ф. Депп, стремительно развивалось и до революции 1917 г. занимало лидирующие позиции в Европе и в мире. Стратегические противники России в Западной Европе, прежде всего Германия, понимали, что промышленное развитие мощного восточного соседа необходимо срочно остановить и, как показал дальнейший ход развития истории, им удалось найти правильное и эффективное решение.



Дом Нобелей в Санкт-Петербурге (2009 г.)
(вид с набережной и вид со двора)

В результате бурного развития дизелестроения, руководимая Э.Л. Нобелем промышленная и нефтяная империя братьев Нобель к 1910 г. полностью восстановила свои лидирующие позиции в экономике Российской империи. Дизельных денег хватило не только на то, чтобы вновь поднять чуть было не рухнувшее товарищество на должную высоту, но и на то, чтобы развивать его дальше. К этому времени «Товарищество Бранобель» владело сетью нефтепроводов общей протяженностью более полутора тысяч километров, тринадцатью заводами, из которых шесть являлись нефтеперегонными, а семь — машиностроительными. В собственности товарищества находилось 65 танкеров, 110 стальных барж и 124 других судна. На предприятиях компании трудились более 30 000 человек.

Октябрьский переворот разрушил дело Нобелей. В 1918 г. Э.Л. Нобель, чудом спасшийся от Советов, продал нефтепромыслы в г. Баку Рокфеллеру (Standard Oil of New Jersey) за смешную цену 7,5 млн долларов. И правильно сделал, потому что спустя два неполных года (в 1920 г.) в Баку вошла Красная Армия, и все нефтепромыслы были национализированы. Покинув пределы распавшейся Российской империи в 1921 г., он с семьей перебрался в Швецию, и полностью отойдя от дел, прожил в Стокгольме оставшиеся ему двенадцать лет на деньги, вырученные от сделки с Рокфеллером.

Знакомство со знаменитой династией Нобелей и ее неоценимом вкладе в промышленное развитие России дает нам возможность провести некоторые исторические параллели.

Состояние Российского двигателестроения и машиностроения сегодня находится в глубоком системном кризисе. Заводы закрываются один за другим, исследования в прикладной науке и технике практически не финансируются и не проводятся на должном уровне, позиции лидерства в мировом двигателестроении утрачены и их похоже никто не планирует восстанавливать.

Если прибегнуть к образному сравнению, то состояние Российского двигателестроения сегодня напоминает состояние дома Нобелей на Пироговской набережной в Санкт-Петербурге и прилегающей к нему промышленной площадки бывшего завода «Русский Дизель». Окна заколочены наглухо, кругом запустение, разруха и беспорядок. По какому-то трагическому совпадению через сто лет после постройки первого русского двигателя по патенту Р. Дизеля, завод «Русский Дизель» и его филиал, построенный в пригороде Санкт-Петербурга к 100-летию российского дизелестроения, были ликвидированы.

Мы конечно же понимаем, что главной целью Нобелей в России было развитие собственного дела, но ведь они не забывали ни о развитии промышленности страны, в которой работали, ни о социальном партнерстве, возводя школы, больницы, удобное жилье для рабочих, учреждая стипендии и научные премии.

Уже много лет мы рассуждаем об инновационной модели развития отечесвенной промышленности, но до сих пор топчемся на месте, не решаясь перейти к практическим действиям. Возможно история династии Нобелей в России может послужить достйным внимания историческим примером.

Литература

1. *В.П. Дмитриев, В.Р. Пургин.* Завод Нобеля занял передовые позиции в мировом дизелестроении // Двигателестроение. — 1999. — № 1. — С. 3–7.

2. *Новиков Л.А.* Рудольф Дизель и его поршневой двигатель с воспламенением от сжатия // Двигателестроение. — 2008. — № 1. — 2008. — С. 3—9.

3. *Чумаков В. Ю.* Русский капитал: От Демидовых до Нобелей. Изд-во ЭНАС, 2008.

УДК 621.431.72

РАЗРАБОТКА ДИЗЕЛЕЙ НОВОГО ПОКОЛЕНИЯ НА КОЛОМЕНСКОМ ЗАВОДЕ

В.А. Рыжов, к.т.н., главный конструктор по дизелестроению, заслуженный конструктор Российской Федерации ОАО «Коломенский завод»

Технико-экономические и экологические показатели серийных тепловозных двигателей третьего поколения 1А26ДТ-01 соответствуют уровню, достигнутому в мировом двигателестроении, а по некоторым параметрам превосходят зарубежные аналоги. Их технический уровень официально подтвержден сертификатом TUF NORD. На основании результатов выполненных НИОКР завершен первый этап проектирования перспективного ряда двигателей Д500 (12ЧН26,5/31) с диапазоном мощности до 7360 кВт. Проектные показатели рабочего процесса с циклом Миллера и регистровой системой наддува соответствуют уровню среднего эффективного давления 27 бар и максимальному давлению в цилиндре 220 бар.

Основным типом дизелей, разработанных и выпускаемых в настоящее время ОАО «Коломенский завод», являются современные четырехтактные с газотурбинным наддувом дизели типа Д49 (ЧН26/26). Мощностный ряд дизелей этого типа охватывает диапазон от 500 до 4400 кВт при частотах вращения 750–1100 об/мин.

В процессе развития типоразмерного ряда дизелей Д49 создано свыше 60 дизельных, газодизельных и газовых модификаций различного назначения для военно-морского и гражданского флота, буровых установок, объектов малой энергетики, атомных станций, локомотивов и автомобилей большой грузоподъемности.

По основным параметрам: ресурсу, расходам топлива и масла, экологическим показателям, дизели Д49 не уступают зарубежным аналогам, а по некоторым параметрам превосходят их.

Например, сравнительные эксплуатационные испытания на Северной железной дороге, а затем и реостатные испытания на экспериментальном кольце ВНИИЖТ дизелей 1А-9ДГ исполнения 3 (16ЧН26/26) и дизелей 7FDL (12ЧН22,9/26,8) фирмы «General Electric» убедительно доказали превосходство Коломенских двигателей над американскими. Так, например, по среднеэксплуатационному расходу топлива американский дизель уступил ~10 г/кВт·ч, по удельному расходу на номинальной мощности ~4,5 г/кВт·ч, а по эксплуатационному расходу масла на угар ~25 %.



Полученный результат является следствием постоянного совершенствования дизелей ряда Д49 с учетом результатов эксплуатации во всех указанных областях применения. Общая принципиальная компоновка, в основу которой положен блочно-модульный принцип, не изменилась, однако в конструкцию базовых узлов и технологию их изготовления были внесены существенные изменения.

Главными изменениями конструкции являются:

- замковое соединение с плоским стыком опор коленчатого вала; разгруженный от центробежных сил стальной коленчатый вал, изготавливаемый методом гибки с высадкой, шейками с упрочнением методом пластического деформирования и комбинированным антивибрационным агрегатом; биметаллические подшипники вала с многокомпонентным гальваническим покрытием;
- кривошипная головка шатуна увеличенной жесткости с упрочняющей раскаткой резьбовых отверстий для стяжки разъема;
- овально-бочкообразные поршни с упрочненными тронками за счет использования нового материала и специального профиля опорной поверхности отверстия под поршневой палец;
- стальные рубашки втулок цилиндров с газовым стыком замкового типа;
- азотированные втулки цилиндров из высокопрочного чугуна;
- крышка цилиндра из высокопрочного чугуна, легированного молибденом, никелем и имеющая специальный профиль огневой поверхности со стороны камеры сгорания;

➢ распределительный вал повышенной жесткости с оптимизированными безударными кулаками газораспределения и специальными профилями топливных кулаков;

➢ турбокомпрессор с высоким КПД (до 65 %) достигнут за счет оптимизации реактивных колес компрессора и турбины и повышенным ресурсом за счет гидродемпфирования подшипников ротора;

➢ новая форма камеры сгорания в сочетании с увеличенным давлением впрыска топлива за счет модернизации распредвала и топливной аппаратуры;

➢ система автоматического регулирования разрежения в картере, терморегулятор в системе смазки электронный цифровой регулятор частоты вращения и мощности с обеспечением гибкой связи параметров топливоподачи и воздухоснабжения;

➢ двухступенчатая очистка воздуха;

➢ самоочищающийся фильтр тонкой очистки масла и т. д.

Двигатели с такими улучшениями получили название — третье поколение дизелей Д49.

Вместе с тем постоянно проводимые НИОКР позволили выявить резервы рабочего процесса двигателя, которые реализованы с помощью электронных систем управления топливоподачей и воздухоснабжением.

Электронная система топливоподачи обеспечивает снижение расхода топлива на долевых эксплуатационных режимах и улучшение экологических показателей за счет гибкого управления углом опережения подачи топлива и соотношения топливо–воздух. Кроме того, она обеспечивает стабильность характеристик во времени из-за устранения механической связи между системой управления и топливной аппаратурой. Система позволяет отключать цилиндры в любой комбинации и последовательности.

Система управления перепуском части воздуха из компрессора в турбину позволяет улучшить динамические характеристики дизеля за счет использования энергии сжатого воздуха в турбине. Это позволяет существенно снизить дымность и выбросы вредных веществ с отработавшими газами на переходных режимах работы.

Указанные системы в сочетании с перечисленными выше мероприятиями внедрены на дизеле 12ЧН26/26 (рис. 1) (заводская марка дизель-генератора 21-26ДГ-01) мощностью 2500 кВт при 1000 об/мин, установленном на первом отечественном магистральном локомотиве 2ТЭ25А с силовой передачей переменно-переменного тока, который создан и построен коллективами Брянского и Коломенского заводов, а также ВНИКТИ.

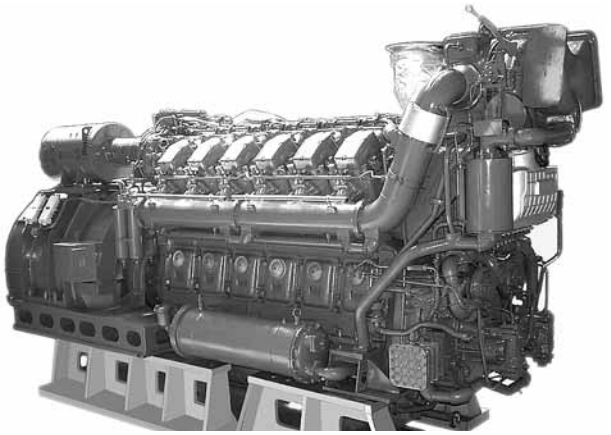


Рис. 1. Дизель 12ЧН26/26 (21-26ДГ)

Электронная система управления топливоподачей, кроме отмеченных, выполняет ряд дополнительных функций: контроль состояния датчиков системы; управление нагрузкой; перевод в аварийный режим работы при обнаруженной в результате самотестирования неисправности, обмен информацией по CAN-шине с микропроцессорной системой управления тепловозом, выдачу CAN-протоколов с необходимой информацией; измерение и индикация основных измеряемых параметров двигателя; выдача сигналов предупреждения и тревоги и т. д. Входы и выходы системы могут быть конфигурированы в зависимости от требований заказчика. Параметры настройки по каналу регулирования могут быть изменены непосредственно на работающем двигателе.

Заводские доводочные и приемо-сдаточные испытания дизель-генератора завершены успешно. В процессе испытаний в результате варьирования параметрами топливоподачи и воздухоснабжения в камере сгорания измененной конфигурации удалось достигнуть компромиссного решения, обеспечивающего экологические показатели, соответствующие требованиям Европейского стандарта UIC 624 ч II при заданном уровне расхода топлива (198 г/кВт·ч).

Удельные средневзвешенные выбросы	Результаты испытаний (цикл F ИСО 8178/4)	Норма по директивам ЕС 97/68EG, 2004/26/EG	Норма по требованиям TUV NORD
	г/кВт·ч		
NO_x (по NO_2)	6,93	7,4	7,05
CO	0,87	3,5	3,18
CH (по $CH_{1,85}$)	0,23	0,4	0,38
Частицы	0,178	0,2	0,18

Специально проведенная оптимизация рабочего процесса позволила обеспечить экологиче-



Рис. 2. Схема аналитических моделей, входящих в систему проектно-конструкторских расчетов двигателей

ские требования международной директивы ЕС 2004/26 EG с 2009 г., однако при этом расход топлива на номинальном и близком к нему режимах превысил требование генерального заказчика ОАО РЖД и составил 212 г/кВт·ч, что, по нашему мнению, соответствует международному уровню с учетом перспективных требований экологии. Этот результат позволил получить Европейский экологический сертификат уже в 2007 г.

Указанные работы по модернизации двигателей Д49 были выполнены с применением метода параллельно-последовательного проектирования, в ходе которого была создана система проектно- конструкторских расчетов (рис. 2), представляющая собой комбинацию усовершенствованных математических моделей среднего и высокого уровней. Эффективность использования моделей обеспечена за счет модернизации аппаратных средств и внедрения современных программных комплексов, таких как «Компас», UNIGRAPHICS, SOLID EDGE, NASTRAN, PATRAN, ADAMS, MARC и др., совокупность которых фактически определила состав САПР, интегрированной в единую корпоративную вычислительную сеть. Параллельно создана локальная вычислительная сеть, объединяющая электронные цифровые системы измерений экспериментальных стендов, обеспечивающих контроль всех необходимых параметров двигателя, включая экологические тесты, в том числе контроль выбросов вредных веществ и твердых частиц.

Обновление расчетных программных и аппаратных средств, а также полученные новые результаты экспериментальных исследований позволили КБ ОАО «Коломенский завод» приступить к разработке двигателя нового поколения. Виртуальная трехмерная твердотельная модель базового варианта двигателя представлена на рис. 3. Модель двигателя, включая рабочие чертежи и комплекс необходимых расчетов, была создана за последние 2 года.

Это многоцелевой комбинированный двигатель 12ЧН26,5/31 (заводская марка Д500) V-образной конструкции, на базе которого предполагается развить новый типоразмерный ряд с мощностным диапазоном до 10 000 л. с. при 1000 об/мин.

Основными особенностями новой конструкции являются: степень форсировки по среднему эффективному давлению до 27 бар, реализация рабочего цикла Миллера с максимальным давлением в цилиндре до 220 бар, регистровая система турбонаддува со степенью повышения давления воздуха в компрессоре до 5,5, электронные системы управления топливоподачей, перепуском воздуха и газа и др.

Разработана также конструкция одноцилиндровой установки для проведения экспериментальных исследований, необходимых для получения проектных показателей.



Рис. 3. Твердотельная модель базового варианта двигателя Д500

УДК 621.432

ПРИМЕНЕНИЕ ИЕРАРХИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ МОДЕЛЕЙ ДЛЯ ОЦЕНКИ ПРОЧНОСТИ ДЕТАЛЕЙ ДВИГАТЕЛЕЙ

М.И. Раенко, к.т.н.; В.А. Рыжов, к.т.н.
ОАО «Коломенский завод»

Приводится анализ различных причин потери мощности, разрушения деталей ДВС вследствие длительного воздействия статических, динамических нагрузок и их различных сочетаний. В зависимости от материала и условий работы деталей предложена иерархическая система моделей расчета их прочности. Показано, что результаты расчетов и выбранные запасы прочности при проектировании основных деталей двигателя должны проверяться и подтверждаться экспериментальными данными при испытаниях на специальных стендах.

Под прочностью (прочностной надежностью) деталей двигателей (ДВС) понимается отсутствие или минимально допустимое в них количество отказов, вызванных разрушением или чрезмерными деформациями.

Количественная оценка прочности осуществляется на основе сопоставления возникающих в конструкции напряжений (усилий) от действующих нагрузок с теми напряжениями (усилиями), которые приводят эту конструкцию в предельное состояние (разрушение, возникновение трещины, формоизменение). Применительно к деталям двигателей можно выделить наиболее характерные предельные состояния [1, 2]:

➢ усталостное циклическое разрушение при длительном воздействии переменных напряжений, оцениваемое по пределу выносливости;

➢ термоусталостное циклическое разрушение с оценкой по долговечности или по пределу термической усталости;

➢ статическое разрушение в виде отрыва и среза, либо возникновение необратимых пластических деформаций, оцениваемое по пределу прочности или по пределу текучести;

➢ длительное статическое разрушение в условиях повышенных температур (ползучесть) с оценкой по пределу длительной прочности.

Для деталей ДВС особую роль играет предельное состояние усталостного разрушения, что связано с цикличностью самого рабочего процесса и механизма преобразования движения. Рабочий диапазон по числу циклов нагружения в современных двигателях составляет 10^7-10^9 циклов, что на 2 порядка превышает принятую базу оценки предела выносливости. Статистика показывает, что доля усталостных разрушений деталей двигателей составляет более 85 % от общего числа наблюдаемых при эксплуатации поломок.

Цикл напряжений характеризуется двумя параметрами: максимальным σ_{max} и минимальным σ_{min} напряжениями цикла; все остальные величины, используемые при оценке циклической прочности, являются зависимыми от них.

Для достоверной оценки циклической прочности конструкции (детали) необходимо провести сопоставление параметров цикла напряжений во всех потенциально опасных сечениях с пределом выносливости детали. К потенциально опасным сечениям относятся сечения с максимальным уровнем размаха переменных напряжений, концентраторы напряжений и деформаций (галтели, радиусные переходы, выкружки, места пересечений отверстий и выхода их на поверхность), стыковые сечения (для составных конструкций), а также зоны всех неравномерностей и особенностей очертаний.

Определение параметров цикла для деталей двигателей имеют свои особенности, обусловленные значительным изменением векторов действующих на них нагрузок в период рабочего цикла. В первую очередь это относится к деталям и узлам движения: шатун, коленчатый вал, блок цилиндров, маятниковый антивибратор и др. В условиях резкой переменности нагрузочных состояний, априорное определение наиболее опасных из них не представляется возможным. Применение двухпозиционной модели нагружения, при которой рассматриваются всего две нагрузки, соответствующие максимальному давлению в камере сгорания и максимальным инерционным усилиям, как правило, приводит к недостаточно достоверным результатам [1]. В этой связи рекомендуется использовать многопозиционную модель нагружения через 5–10° угла поворота коленчатого вала в пределах рабочего цикла двигателя (от 0 до 720° для четырехтактных двигателей и от 0 до 360° для двухтактных).

На рис. 1 представлены нагрузки, действующие на кривошипную головку шатуна V-образного двигателя 16ЧН26/26 и огибающие максимальных и минимальных напряжений в сечениях, построенные с применением многопозиционной

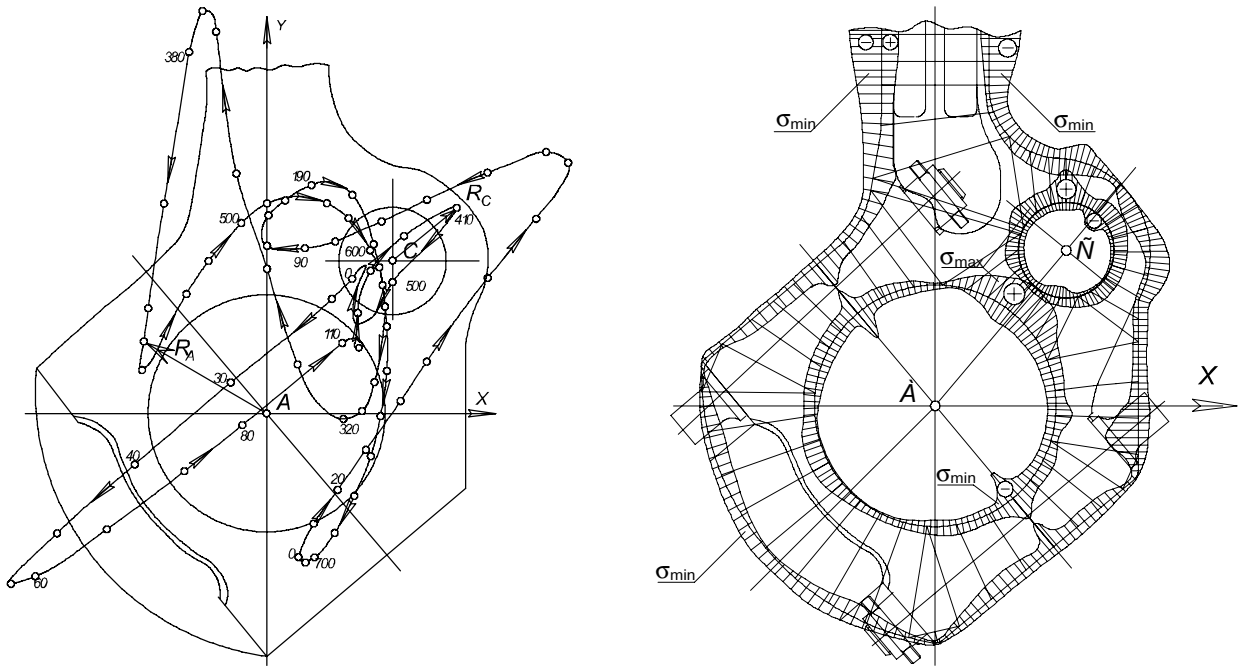


Рис. 1. Векторные диаграммы усилий на кривошипную головку шатуна двигателя 16ЧН26/26 и эпюры максимальных и минимальных напряжений в сечениях

модели нагружения. Для получения экстремальных напряжений в сечениях было рассмотрено 72 варианта нагрузочных состояний, соответствующих рабочему циклу двигателя с интервалом в 10°. Полученные данные позволяют обоснованно выбрать опасные сечения конструкции и определить размахи переменных напряжений в них.

Аналогичным образом осуществляется расчет коленчатого вала, блока цилиндров, подшипниковых узлов, где для получения максимальных размахов переменных напряжений в опасных сечениях необходимо рассматривать множество нагрузочных состояний в пределах рабочего цикла двигателя с интервалом 5–10° по углу поворота коленчатого вала.

Для обеспечения требуемой достоверности запасов циклической прочности необходимо соблюдение следующих требований:

➢ расчет напряженно-деформированного состояния конструкции должен базироваться на современных проверенных на практике методиках и программах расчета, в частности на МКЭ;

➢ полученные результаты напряженно-деформированного состояния должны подтверждаться экспериментальными данными тензометрирования натурной конструкции на опытном двигателе или при статических испытаниях на специальных стендах;

➢ запасы прочности должны быть подтверждены натурными испытаниями конструкции на выносливость.

В табл. 1 представлены рекомендуемые минимальные величины циклических запасов прочности основных несущих деталей двигателей [1].

Приведенные запасы перекрывают объективно существующие факторы нестабильности по свойствам сопротивления деталей усталостному разрушению, зависящим от уровня технологии, стабильности качества, полноты контроля дефектности в производстве, а также по уровню нагрузок на конкретные изделия в эксплуатации с учетом статистически возможных приростов рабочих и динамических усилий относительно принятых.

Таблица 1

Рекомендуемые запасы циклической прочности деталей двигателей

Наименование основных несущих деталей	Материал	Границы запасов прочности	Коэффициент перегрузки при испытаниях
Блок цилиндров (блок-картер)	Сталь 20,20Л	1,8–2,2	2,0
	Чугун ЧШГ	1,9–2,2	2,1
Коленчатый вал	Сталь	1,6–1,9	1,8
	Чугун ЧШГ	1,7–2,0	1,9
Поршень (головка)	Сталь	1,5–1,9	1,7
	Чугун	1,6–2,0	1,8
Поршень (тронк)	Алюминиевый сплав АК	1,4–1,7	1,6
Поршневой палец	Сталь, ГОСТ 4543–71	1,6–2,0	1,8
Втулка цилиндра	Чугун, ХНМ, ЧШГ	1,5–1,8	1,7
Шатун	Сталь, ГОСТ 4543–71	1,6–2,0	1,8

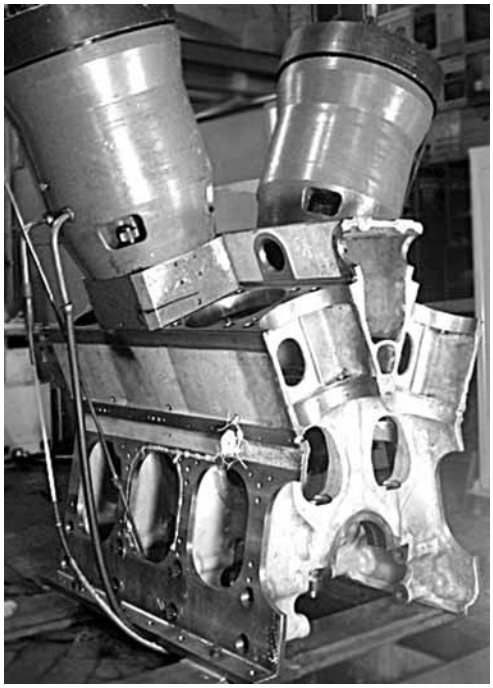


Рис. 2. Стенд для усталостных испытаний блока цилиндров дизеля 16ЧН26/26

Опыт проектирования транспортных двигателей последнего поколения подтверждает, что указанные запасы прочности обеспечивают высокую надежность деталей, в то же время они близки к оптимальным значениям в существующих условиях производства и эксплуатации, что позволяет иметь показатели удельной массы на современном уровне.

Полученные величины запасов прочности должны быть подтверждены результатами натурных усталостных испытаний с перегрузкой по отношению к уровню рабочих усилий не менее 1,6–2,0. Общий вид стенда для испытаний блоков цилиндров показан на рис. 2. Аналогичные стенды разработаны для натурных усталостных испытаний коленчатых валов, поршней, шатунов, втулок цилиндров и других ответственных деталей дизелей.

Испытания выполняются на базе 10^7 циклов с указанной в табл. 1 перегрузкой по переменным усилиям. Считается, что запасы прочности соответствуют требуемым значениям, если не происходит разрушения конструкции.

Неэффективной является проверка конструкции на прочность непосредственно на натурном двигателе в ходе его предварительных и официальных испытаний, а также ускоренных испытаний по различным программам. Причины этого заключаются, во-первых, в невозможности достичь на работающем двигателе перегрузки по мощности и максимальному давлению в камере сгорания выше 20–25 % от номинальных значений. Во-вторых, разрушение несущей (ответственной) детали может быть безопасным только в условиях специального нагрузочного стенда с постоянным наблюдением за развитием трещин и предусмотренными мерами безопасности и приводить к опасным непредсказуемым последствиям на двигателе.

Термоусталостное циклическое разрушение характерно для деталей, работающих в области повышенных температур и высоких температурных напряжений, величина которых превышает предел упругости применяемого материала, а разрушение происходит при относительно малом числе циклов нагрузки (теплосмен) $N < 10^5$. В этом случае оценка сопротивления конструкций разрушению по коэффициенту запаса усталостной прочности не возможна, так как уровень циклических температурных напряжений превышает предел выносливости применяемого материала. В качестве критерия прочности при термоусталостном (малоцикловом) разрушении рассматривается запас по долговечности, представляющий собой отношение числа циклов до разрушения к числу циклов, выдерживаемых конструкцией при эксплуатации за заданный срок службы $n = N_{\text{пр}} / N_{\text{р}}$ [3, 4].

Этот тип разрушения характерен для деталей камеры сгорания, в частности, для крышки цилиндра. Во-первых, температурные напряжения являются определяющими по уровню и характеру разрушающего воздействия на материал, а влияние других нагрузок, таких как монтажные усилия от затяжки силовых шпилек и рабочие напряжения от давления газов в цилиндре, относительно невелико. Во-вторых, ввиду сложности формы крышки цилиндра практически единственно возможным способом получения конструкции является отливка из чугунов (серых или высокопрочных) или алюминиевых сплавов, т. е. материалов с невысокими прочностными характеристиками.

Возникающие в наиболее нагретых зонах сжимающие температурные напряжения сами по себе не могут приводить к повреждению конструкции. Опасность повреждений и развития трещин возникает по мере возрастания в конструкции остаточных растягивающих напряжений, которые появляются в результате работы материала в упруго пластической области. При нагреве предел упругости материала снижается, что вызывает эффекты текучести и релаксации первоначально упругих напряжений. Повторяемость циклов теплосмен и выдержка конструкции при высоких температурах приводит к накоплению остаточных напряжений, наличие которых свидетельствует о приближении к опасному состоянию. Для хрупких материалов, практически не имеющих относительного удлинения,

например серых чугунов, при малом числе теплосмен (10^2–10^4 циклов) возможно разрушение от остаточных растягивающих напряжений в виде квазистатического разрыва. Для высокопрочного чугуна разрушение происходит при 10^4–10^5 циклов и имеет характер термической или малоцикловой усталости. Этот тип разрушения характерен для крышек цилиндров дизелей магистральных тепловозов и большегрузных карьерных самосвалов, имеющих большое количество смен режимов работы и отличающихся повышенными требованиями к ресурсу до капитального ремонта (50 000 ч и более).

Опыт эксплуатации двигателей типа ЧН26/26 показал, что для определения ресурса и оценки темпа приближения крышек цилиндров к опасному состоянию необходимо производить периодический контроль уровня остаточных напряжений в них путем выборки из однородной (по нагрузкам) партии с интервалом ~2–5 тыс. ч [3]. Для тепловозных дизелей с цилиндровой мощностью до 200 кВт стабилизация остаточных напряжений происходит после ~300 000 км пробега тепловоза (~10 000 циклов теплосмен). При более высоких уровнях форсирования и для других типов дизелей возможен иной темп роста остаточных напряжений в эксплуатации, что в каждом конкретном случае требует дальнейшего уточнения их допустимых значений.

Основным методом определения остаточных напряжений является метод освобождения, сущность которого заключается в разрезке (освобождении) элементов крышки и измерении в них деформаций с помощью предварительно наклеенных тензорезисторов. Остаточные деформации равны по величине и обратные по знаку замеренным деформациям. Неразрушающие методы контроля, несмотря на сравнительную простоту и меньшую трудоемкость, не получили широкого применения вследствие недостаточной достоверности. Высокая стоимость крышек цилиндра делает весьма актуальной задачу неразрушающей оценки уровня и темпа роста остаточных напряжений на стадии проектирования и доводки двигателя. Для решения поставленной задачи используются методы математического моделирования напряженно-деформированного состояния в сочетании с экспериментальными данными.

На первом этапе по результатам обработки статистических данных о сменности режимов работы двигателя в эксплуатации определяется число полных циклов теплосмен N_p (номинальная мощность–холостой ход), эквивалентное по повреждающему действию эксплуатационному спектру нагрузок за весь срок службы крышки цилиндра.

На втором этапе после подготовки твердотельной модели крышки средствами трехмерного моделирования и конечно-элементной модели решается задача стационарной теплопроводности. Полученное температурное поле прикладывается в качестве нагрузочного фактора к крышке для оценки уровня температурных напряжений и деформаций. После получения данных упругого расчета производится выделение наиболее нагруженного элемента крышки – перемычки между выпускными клапанами для изучения механизма накопления остаточных напряжений. Далее производится упруго-пластический расчет выделенного элемента от действия рабочей температурной нагрузки. В ходе проведения расчета по методике [4] учитывается циклическое изменение температурной нагрузки в процессе работы двигателя.

Уровень остаточных напряжений в 200–250 МПа для крышек цилиндра дизеля типа ЧН26/26 после ~300 000 км пробега тепловоза или ~10 000 циклов теплосмен считается предельно допустимым. Если этот уровень не превышен или превышен незначительно, с достаточной степенью достоверности можно говорить о безотказной работе конструкции в течение всего срока эксплуатации. Допустимый отказ части крышек в этот период, связанный с различием температурного состояния, рассеянием исходных прочностных свойств материала и другими факторами, не превышает 7 %.

Предельное состояние статического разрушения характерно для деталей, нагруженных однократными или мало повторяющимися нагрузками. В первую очередь, это усилия затяжки резьбовых соединений; усилия запрессовки в соединениях с натягом; монтажные нагрузки вследствие линейной или угловой не соосности деталей; силы веса и др.

Статическая несущая способность обычно оценивается коэффициентом запаса прочности по пластическим деформациям – пределу текучести $\sigma_т$ (условному пределу текучести $\sigma_{0,2}$) или по пределу прочности σ_B. Оценка по пределу текучести производится для пластичных материалов. Для хрупких материалов и материалов с ограниченной способностью к пластическому деформированию (например, легированных сталей при низком отпуске) несущая способность оценивается по разрушению — пределу прочности.

Для резьбовых соединений возникновение пластических деформаций в резьбе или стержне болта (шпильки) является недопустимым, так как они вызывают падение исходного уровня затяжки и нарушение условий неподвижности (плотности) стыка. В этой связи оценка прочности резьбовых соединений при затяжке осуществляется

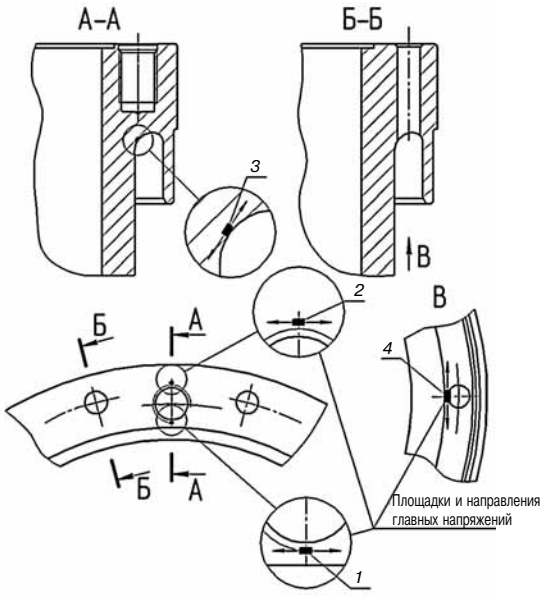


Рис. 3. Расчетные сечения верхнего пояса втулки цилиндра двигателя 16ЧН26/26

по пределу текучести материала болта (шпильки). Допустимым считается значение коэффициента запаса $n \geq 1{,}6$.

Учитывая, что в большинстве деталей двигателей, наряду со статическими нагрузками, действуют переменные циклические нагрузки, необходимо одновременно с оценкой циклической и статической прочности оценивать запасы прочности от действия максимальных напряжений по критерию статического разрушения. В этом случае максимальные (растягивающие) напряжения сопоставляются с пределом прочности материала. Сжимающие напряжения опасны только для хрупких материалов типа чугуна. Допустимым считается коэффициент запаса $n \geq 1{,}2$ [2].

Весьма опасным для потери прочности детали является случай сочетания высоких статических (растягивающих) напряжений (обычно от монтажных усилий затяжки) $\sigma_{монт} \geq \sigma_т$ с невысокими циклическими напряжениями $r \approx 0{,}85-0{,}95$. В отдельности ни тот ни другой вид нагружения не является опасным, т. е. запасы усталостной и статической прочности находятся в области допустимых значений. Однако для чугунов, обладающих ограниченной способностью к пластическому деформированию, при действии высоких статических напряжений могут возникать микротрещины, которые являются очень высокими концентраторами напряжений. В этих условиях даже относительно малые циклические нагрузки оказываются достаточными для дальнейшего развития трещины и усталостного разрушения.

На рис. 3 показан верхний пояс втулки цилиндра подвесной конструкции и наиболее

Таблица 2

Результаты расчета запасов прочности

Обозначения	Расчетные сечения		
	точка 1	точка 3	точка 4
	сечение А-А	сечение Б-Б	вид В
Исходные данные			
σ_{-1}	185	185	185
α_σ	1,00	1,00	2,36
q	—	—	0,45
ε_σ	0,805	0,805	0,805
β	0,886	0,86	0,86
$\beta_{кор}$	—	0,8	0,8
K_σ	1,00	1,00	1,612
$(K_\sigma)_д$	1,402	1,806	2,911
ψ_σ	0,2	0,2	0,2
Компоненты напряженного состояния			
σ_a	8,5	31,9	29
$(\sigma_m)_ц$	8,5	31,9	29
σ_t	71,6	2,4	44
$\sigma_м$ $\sigma_{зат}$	301,0	260	57,0
$\sigma_м$ $\sigma_{вв}$		42	
Запасы циклической прочности			
n_{min}	2,1	1,48	1,68
Запасы по максимальным напряжениям			
n_{min}	1,34	1,64	4,95

опасные сечения, в табл. 2 приведены результаты расчета запаса прочности.

Для внутренней и наружной перемычек резьбовых отверстий (точки *1* и *2*) характерен высокий уровень монтажных напряжений от затяжки шпилек газового стыка ($\sigma_{монт} \geq 300$ МПа) при низком уровне циклических напряжений от сил давления газов в цилиндре ($\sigma_a \geq 8{,}5$ МПа). Несмотря на высокие запасы циклической прочности в этих сечениях, в эксплуатации отмечены случаи усталостных разрушений, что обусловлено недостаточными запасами прочности по максимальным напряжениям, рекомендуемые значения которых должны быть не менее 1,3−1,4.

Предельное состояние длительного статического разрушения характеризуется влиянием повышенных температур, при которых материалы обнаруживают новые свойства — ползучесть и длительную прочность. Под ползучестью понимают возрастание деформаций при постоянных нагрузках. Длительной прочностью называют зависимость предела прочности от длительности работы. Предел длительной прочности значительно ниже предела прочности. Указанные свойства проявляются у углеродистых сталей при $t > 300$ °С, для легированных сталей при $t > 350$ °С, для алюминиевых сплавов при $t > 100$ °С [5].

Свойство длительной прочности материала ограничивает ресурс изделий и приводит к необходимости учета времени нагружения при

оценке прочности, которая осуществляется аналогично статической прочности, но с заменой предела прочности на предел длительной прочности $\sigma^t_{дп,\tau}$, где верхний индекс t означает температуру испытаний, нижний индекс τ — длительность нагружения в часах.

Ползучесть материала может приводить к недопустимому росту деформаций и перераспределению напряжений в конструкции, а в ряде случаев и к ее разрушению. Явление ползучести в наибольшей степени проявляется в деталях турбокомпрессора.

Литература

1. *Салтыков М.А.* Прочность ДВС. Методы и средства обеспечения: учебное пособие. Московский Государственный открытый университет. — М., 1995. — 90 с.

2. *Серенсен С.В., Когаев В.П., Шнейдерович Р.М.* Несущая способность и расчет деталей машин на прочность. — М. : Машиностроение, 1975. — 488 с.

3. *Салтыков М.А., Сальников М.А.* Оценка сопротивления разрушению чугуна с шаровидной формой графита при температурных циклических нагрузках для прогноза ресурса деталей цилиндропоршневой группы двигателей транспортного назначения // Двигателестроение. — 1983. — № 6 — С. 35—38.

4. *Чайнов Н.Д., Салтыков М.А., Раенко М.И., Мягков С.П.* Особенности напряженно-деформированного состояния крышки цилиндра форсированного среднеоборотного дизеля // Двигателестроение. — 2006. — № 4. — С. 8—11.

5. *Малинин Н.Н.* Прикладная теория пластичности и ползучести. — М.: Машиностроение, 1968.

КОНФЕРЕНЦИИ. СЕМИНАРЫ. ВЫСТАВКИ



4-я Международная научно-практическая конференция

Информационные технологии, системы и приборы в АПК АГРОИНФО–2009

14–15 октября 2009 г.
г. Новосибирск — пгт. Краснообск

Адрес: 630501, п. Краснообск,
Новосибирской области, ГНУ СибФТИ
Тел.: (383) 348-16-95, 348-35-24
Факс: (383) 348-35-52

Информация о конференции
представлена на сайтах
http://sibfti.sorashn.ru
http://agroinfo2009.ru

Секции

1. Применение информационных технологий баз данных и экспертных систем в сельском хозяйстве.

2. Информационное обеспечение и моделирование в исследованиях социально-экономических процессов АПК.

3. Информационные технологии и распределенные базы данных мониторинга ресурсного потенциала территорий.

4. Информационные измерительные системы и приборы в сельскохозяйственной науке и практике.

5. Информационные технологии в инженерно-техническом обеспечении АПК.

Круглые столы

1. Применение математических методов при обработке результатов экспериментальных исследований.

2. Измерения как фактор экономического развития.

Выставки

- Выставка приборов
- Компьютерные демонстрации
- Презентации книг

Экскурсии

Посещение музеев и выставок институтов Сибирского отделения Россельхозакадемии и Сибирского отделения Российской академии наук



Валентину Гавриловичу Кривову 85 лет

15 июня 2009 г. исполнилось 85 лет Валентину Гавриловичу Кривову, одному из ведущих Российских ученых, крупнейшему специалисту в области создания дизельных и комбинированных энергетических установок и станций автономного энергоснабжения для объектов Министерства обороны и общепромышленного применения

В.Г. Кривов профессор кафедры ДЭУ ВИТУ, участник ВОВ, полковник в отставке, доктор технических наук, почетный профессор ВИТУ, Заслуженный деятель науки и техники РСФСР, Лауреат премии Совета Министров СССР, Заслуженный работник высшей школы РФ, Почетный академик Российской Академии архитектуры и строительных наук РФ, Почетный энергетик РФ, Почетный работник топливно-энергетического комплекса РФ, награжден пятью орденами (орден Отечественной войны II степени, орден Красной Звезды, орден Почета, орден Трудового Красного Знамени, орден И.В. Сталина), 26 медалями СССР и РФ, включая медаль «За боевые заслуги», и 12 нагрудными ведомственными знаками и наградами Совмина СССР, Министерства обороны СССР, Министерства высшего образования СССР, Госстандарта СССР.

В.Г. Кривов уроженец поселка Луговое Старожиловского района Рязанской области. В мае 1942 г. он был направлен горвоенкоматом на обучение в ВИТУ ВМФ в г. Ярославль. По окончании училища с апреля 1947 до 1953 г. проходил службу в частях береговой обороны Северного флота. После получения хорошей инженерно-технической и командирской практики в 1953 г. поступил в адъюнктуру на кафедру ДВС ВИТУ ВМФ. В 1956 г. после защиты кандидатской диссертации назначен преподавателем кафедры. В 1965 г. защитил докторскую диссертацию. В 1967 г. ему присвоено ученое звание профессора. В 1968 г. В.Г. Кривов был назначен начальником кафедры ДВС, которую возглавлял более двадцати лет (до 1989 г.).

За 60 лет активной инженерной, научно-педагогической, научно-исследовательской и научно-общественной деятельности им создана и получила всеобщее признание научная школа по проблемам развития автономного энергоснабжения на базе ДВС, комбинированному производству энергии и утилизации теплоты, использованию нетрадиционных энергоустановок, по комплексной защите и обеспечению работы ДЭУ по специальным циклам, повышению надежности и живучести технических систем объектов МО, силовых структур и государственных пунктов управления.

Под научным руководством В.Г. Кривова было подготовлено и защищено 14 докторских и 29 кандидатских диссертаций.

В.Г. Кривов автор 6 учебников, более 350 научных работ, а также более 80 авторских свидетельств на изобретения.

При его непосредственном участии, научном руководстве или научно-технической помощи создан целый ряд образцов различных систем, оборудования и устройств, которые широко используются в оборонном строительстве и промышленно-хозяйственном комплексе страны.

Научная и научно-общественная деятельность профессора В.Г. Кривова характеризуется широкими связями и деловыми контактами с организациями МО, с предприятиями и объединениями промышленности, с проектными, конструкторскими, научно-исследовательскими и учебными заведениями нашей страны и ряда зарубежных стран-союзников.

Особо следует отметить его большую научно-общественную работу в качестве консультанта, эксперта, председателя и члена Межведомственного совета по Координации НИР в области ДВС, члена экспертной комиссии экспертного Совета ВАК СССР, члена редколлегии журнала «Двигателестроение», ученых и научно-технических Советов ряда вузов и НИИ страны.

Валентин Гаврилович Кривов и его жена Нона Евгеньевна Селькова, воспитав двух замечательных сыновей, в 2007 г. отметили «Бриллиантовую свадьбу».

Коллектив ФГОУ ВПО ВИТУ и редакция журнала «Двигателестроение» поздравляют Валентина Гавриловича с юбилеем и желают ему крепкого здоровья и творческих успехов

УДК 621.431

АНАЛИЗ УРАВНОВЕШЕННОСТИ ДЕСЯТИЦИЛИНДРОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Е.А. Григорьев, д.т.н., проф.
Волгоградский государственный технический университет

Рассматривается уравновешенность десятицилиндровых V-образных двигателей. Сложность задачи связана с большим количеством возможных вариантов углов развала цилиндров и угловых расположений кривошипов коленчатых валов.

Задача решается на основе обобщенных схем КШМ. В результате ее решения получены выражения для неуравновешенных моментов сил инерции вращающихся и поступательно движущихся масс, действующих в продольных вертикальной и горизонтальной плоскостях, которые могут использоваться при расчете уравновешивания и колебаний двигателя. Предложенный метод может эффективно использоваться при расчете уравновешенности двигателей с другими схемами КШМ.

Существует большое количество двигателей, различающихся числом и расположением цилиндров и кривошипов. Вместе с тем пока не имеют распространения десятицилиндровые двигатели, уравновешенность которых недостаточно изучена. Это связано со сложностью расчетной схемы и большим количеством возможных вариантов. Рассмотрение наиболее актуальных из них целесообразно выполнять, исходя из обобщенной V-образной схемы кривошипно-шатунного механизма (КШМ). Применительно к десятицилиндровому двигателю она представляет собой два одинаковых, расположенных под углом, пятицилиндровых двигателя с общим коленчатым валом. Исходная оценка их уравновешенности может при этом осуществляться по уравновешенности пятицилиндровых двигателей. Заметим, что дальше речь будет идти о четырехтактных двигателях.

Анализ показывает, что для пятицилиндрового двигателя возможны двадцать четыре варианта относительного расположения кривошипов и, соответственно, порядков чередования рабочих ходов. Десятицилиндровый V-образный двигатель при каждом варианте расположения кривошипов коленчатого вала имеет шестнадцать вариантов порядка чередования работы цилиндров, и, следовательно, общее их число составляет 384.



Формулы для определения неуравновешенных сил и моментов многоцилиндрового двигателя получаем, исходя из расчетной схемы осевого КШМ и обозначений, приведенных на рис. 1. Наклон цилиндров задается относительно вертикальной продольной плоскости углами ε_i, где i — порядковый номер цилиндра. При отсчете по часовой стрелке принят положительный знак. Положение цилиндров в продольном направлении определяется координатой y_{1i}, отсчитываемой от оси первого цилиндра. Расстояние между серединами первого кривошипа и кривошипного механизма, задается координатой l, а между

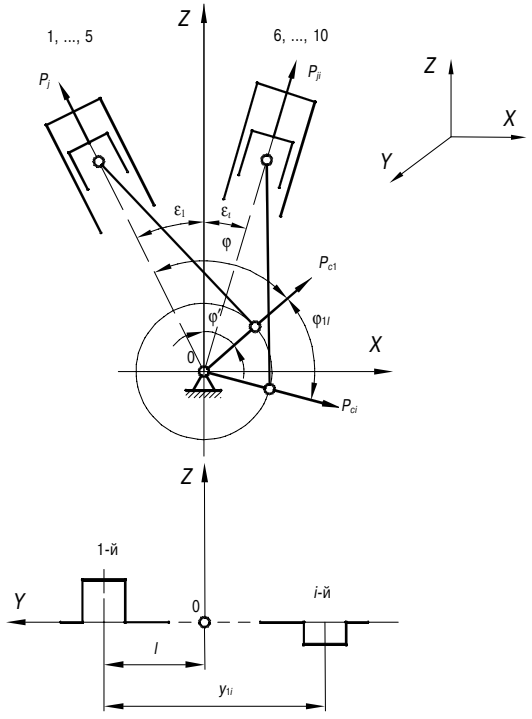


Рис. 1. Схема кривошипно-шатунного механизма десятицилиндрового двигателя

соседними кривошипами — a. Угол между кривошипами i-го и первого цилиндров определяется величиной φ_{1i}. Таким образом, можно задать любые варианты схемы КШМ двигателя и аналитически определить для них неуравновешенные силы и моменты.

Угловое перемещение I-го кривошипа от вертикали (см. рис. 1)

$$\varphi_i = \varphi + \varphi_{1i} + \varepsilon_1 \text{ или } \varphi_i = \varphi' + \varphi_{1i},$$

где φ и φ' — углы поворота первого кривошипа относительно осей первого цилиндра и вертикальной соответственно.

Двигатели, валы которых имеют пять равномерно расположенных по окружности кривошипов, по силам инерции вращающихся и поступательно движущихся масс, как показывают расчеты, являются уравновешенными. Поэтому будем рассматривать только уравновешенность по моментам от сил инерции. Вывод расчетных формул, необходимых для этой цели, приведен в [1]. Используя их, проанализируем уравновешенность интересующих нас вариантов КШМ десятицилиндровых V-образных двигателей. В связи с большим их количеством воспользуемся (в качестве предварительных) данными по уравновешенности пятицилиндровых двигателей, которые имеют двадцать четыре варианта порядков работы цилиндров и соответствующих им угловых расположений кривошипов. Все эти варианты разделим на три группы. К первой отнесем схемы КШМ, имеющих минимальные значения амплитуд моментов сил инерции вращающихся и поступательно движущихся масс первого порядка, ко второй — моменты сил инерции поступательно движущихся масс второго порядка с минимальными значениями амплитуд, а к третьей — все остальные.

В таблице приведены значения амплитуд безразмерных моментов для первой и второй групп,

Группа	Порядок работы цилиндров	Амплитуды безразмерных моментов		
		$\frac{M_c^A}{m_n r\omega^2 a}$	$\frac{M_{j1}^A}{m_n r\omega^2 a}$	$\frac{M_{j2}^A}{m_n r\omega^2 a}$
1 *а*)	1-2-4-5-3	0,449	0,449	4,980λ
1 *б*)	1-3-5-4-2			
2 *а*)	1-4-3-2-5	4,980	4,980	0,449λ
2 *б*)	1-5-2-3-4			

полученных расчетом, и соответствующих им порядков работы пятицилиндровых двигателей. Для рассматриваемых КШМ однорядных двигателей существуют однозначные связи между порядком работы цилиндров и угловым расположением кривошипов.

Из первой группы для анализа примем вариант КШМ с порядком работы цилиндров 1-3-5-4-2 (рис. 2), а из второй — 1-4-3-2-5 (рис. 3).

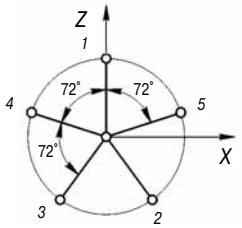


Рис. 2. Угловое расположение кривошипов при порядке работы 1-3-5-4-2

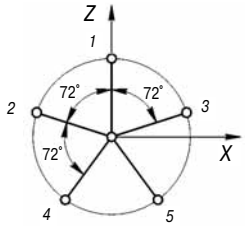


Рис. 3. Угловое расположение кривошипов при порядке работы 1-4-3-2-5

Как следует из анализа данных таблицы амплитуды моментов первого порядка в первой группе в 11,1 раза меньше, чем во второй. Амплитуды моментов второго порядка во второй группе в 11,1 раза меньше, чем в первой.

Принятые варианты углов расположения кривошипов для полноты картины рассмотрим в совокупности с разными углами развала цилиндров, которых в принципе может быть бесчисленное множество. Но нас, в первую очередь, интересуют углы развала цилиндров 90 и 72° . В первом случае имеет место независимость результирующего значения момента сил инерции поступательно движущихся масс первого порядка от угла поворота коленчатого вала, что упрощает его уравновешивание. Во втором — получается равномерное чередование работы цилиндров и, следовательно, большая равномерность крутящего момента. Таким образом, задача сводится к рассмотрению уравновешенности четырех вариантов параметров КШМ. Для этих вариантов линейные параметры коленчатого вала будут следующими:

$$l = 2a,\ y_{11} = y_{16} = 0;$$
$$y_{12} = y_{17} = a;\ y_{13} = y_{18} = 2a;$$
$$y_{14} = y_{19} = 3a;\ y_{15} = y_{1,10} = 4a.$$

Выражения моментов первого порядка получаем, приняв $k = 1$, а второго — $k = 2$.

Первый вариант десятицилиндрового двигателя получен на основе первой группы пятицилиндровых и угле развала $\gamma = 90°$. Он имеет порядок работы цилиндров: 1-6-3-8-5-10-4-9-2-7 и следующее угловое расположение кривошипов: $\varphi_{11} = \varphi_{16} = 0$; $\varphi_{12} = \varphi_{17} = 144°$; $\varphi_{13} = \varphi_{18} = 216°$; $\varphi_{14} = \varphi_{19} = 288°$; $\varphi_{15} = \varphi_{1,10} = 72°$. При этом будет неравномерное чередование работы цилиндров (через 90 и 54°). Выражения для неуравновешенных моментов имеют вид:

$$M_{\text{св}} = m_r r\omega^2 a(-0{,}1342\cos\varphi + 0{,}8867\sin\varphi);$$
$$M_{\text{сг}} = m_r r\omega^2 a(-0{,}8867\cos\varphi - 0{,}1342\sin\varphi);$$
$$M_{j1\text{в}} = m_{\text{п}} r\omega^2 a(-0{,}06717\cos\varphi + 0{,}4437\sin\varphi);$$
$$M_{j1\text{г}} = m_{\text{п}} r\omega^2 a(-0{,}4437\cos\varphi - 0{,}06717\sin\varphi);$$

$$M_{j2в} = 0;$$

$$M_{j2г} = m_п r\omega^2 a\lambda(-6{,}6956\cos2\varphi - 2{,}1799\sin2\varphi).$$

Второй вариант десятицилиндрового двигателя получен при таких же параметрах КШМ, что и у первого за исключением угла развала цилиндров γ, который здесь равен 72°.

Выражения для неуравновешенных моментов получаются следующими:

$$M_{св} = m_r r\omega^2 a(-0{,}006058\cos\varphi + 0{,}8968\sin\varphi);$$

$$M_{сг} = m_r r\omega^2 a(-0{,}8968\cos\varphi + 0{,}006058\sin\varphi);$$

$$M_{j1в} = m_п r\omega^2 a(0{,}003967\cos\varphi + 0{,}5872\sin\varphi);$$

$$M_{j1г} = m_п r\omega^2 a(0{,}003977\cos\varphi + 0{,}002091\sin\varphi);$$

$$M_{j2в} = m_п r\omega^2 a\lambda(-0{,}001886\cos2\varphi + 2{,}496\sin2\varphi);$$

$$M_{j2г} = m_п r\omega^2 a\lambda(-0{,}001879\cos2\varphi - 0{,}004191\sin2\varphi).$$

Третий вариант десятицилиндрового двигателя получен на основе второй группы пятицилиндровых при угле развала цилиндров $\gamma = 90°$. Порядок работы цилиндров 1-6-4-9-3-8-2-7-5-10 и следующее угловое расположение кривошипов: $\varphi_{11} = \varphi_{16} = 0$; $\varphi_{12} = \varphi_{17} = 288°$; $\varphi_{13} = \varphi_{18} = 72°$; $\varphi_{14} = \varphi_{19} = 216°$; $\varphi_{15} = \varphi_{1,10} = 144°$.

Чередование работы цилиндров здесь будет, как и у первого варианта, неравномерным.

Выражения неуравновешенных моментов имеют следующий вид

$$M_{св} = m_r r\omega^2 a(4{,}5149\cos\varphi + 8{,}8745\sin\varphi);$$

$$M_{сг} = m_r r\omega^2 a(-8{,}8745\cos\varphi + 4{,}5149\sin\varphi);$$

$$M_{j1в} = m_п r\omega^2 a(2{,}2592\cos\varphi + 4{,}4408\sin\varphi);$$

$$M_{j1г} = m_п r\omega^2 a(-4{,}4337\cos\varphi + 2{,}2557\sin\varphi);$$

$$M_{j2в} = 0;$$

$$M_{j2г} = m_п r\omega^2 a\lambda(-0{,}37\cos2\varphi + 0{,}524\sin2\varphi).$$

Четвертый вариант десятицилиндрового двигателя отличается от третьего только значением угла развала цилиндров, который здесь равен, как и у второго, $\gamma = 72°$. В результате расчета получены следующие значения неуравновешенных моментов:

$$M_{св} = m_r r\omega^2 a(5{,}847\cos\varphi + 8{,}0594\sin\varphi);$$

$$M_{сг} = m_r r\omega^2 a(-8{,}0594\cos\varphi + 5{,}847\sin\varphi);$$

$$M_{j1в} = m_п r\omega^2 a(2{,}2592\cos\varphi + 4{,}441\sin\varphi);$$

$$M_{j1г} = m_п r\omega^2 a(-4{,}434\cos\varphi + 2{,}256\sin\varphi);$$

$$M_{j2в} = m_п r\omega^2 a\lambda(0{,}0004\cos2\varphi + 0{,}00533\sin2\varphi);$$

$$M_{j2г} = m_п r\omega^2 a\lambda(-0{,}370\cos2\varphi + 0{,}5236\sin2\varphi).$$

Анализ показывает, что при угле развала цилиндров $\gamma = 90°$ в первом и третьем вариантах результирующие значения моментов сил инерции вращающихся и поступательно движущихся масс первого порядка не зависят от угла поворота коленчатого вала. Моменты сил инерции поступательно движущихся масс второго порядка действуют только в горизонтальной плоскости. Практически только в горизонтальной плоскости действует и момент сил инерции поступательно движущихся масс второго порядка и при угле развала цилиндров 72° в четвертом варианте, хотя при таком же угле развала во втором варианте он действует только в вертикальной плоскости.

Моменты сил инерции вращающихся масс КШМ для первого и второго вариантов имеют одинаковые амплитудные значения. Для третьего и четвертого вариантов они также одинаковы.

Для второй группы расположений кривошипов при угле развала цилиндров $\gamma = 90°$ амплитудные значения моментов центробежных сил инерции вращающихся и поступательно движущихся масс первого порядка в 11,1 раза больше, чем для первой.

Амплитудное значение момента сил инерции поступательно движущихся масс второго порядка для первой группы расположений кривошипов в 11,1 раза больше, чем для второй.

Полученные для принятых вариантов КШМ десятицилиндрового двигателя выражения моментов сил инерции вращающихся и поступательно движущихся масс могут использоваться при расчете его колебаний. Они также являются основой для определения параметров уравновешивающего механизма и разработки его схемы.

Литература

1. *Григорьев Е.А.* Периодические и случайные силы, действующие в поршневом двигателе. — М. : Машиностроение, 2002. — 269 с.

2. *Вырубов Д.Н., Ефимов С.И., Иващенко Н.А. и др.* Двигатели внутреннего сгорания. Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей / под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. — М. : Машиностроение, 1984. — 383 с.

3. *Григорьев Е.А., Васильев А.В., Долгов К.О.* Влияние числа и расположения цилиндров и кривошипов на уравновешенность и массогабаритные показатели двигателей // Двигателестроение. — 2004. — № 3. — С. 13–15.

УДК 621.432

ОПЫТ ОРГАНИЗАЦИИ ПРОЦЕССОВ ОБЪЕМНОГО СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ИССЛЕДОВАНИЙ НА ДВИГАТЕЛЕ С ПРОЗРАЧНЫМИ ОКНАМИ

М.Г. Крупский, к.т.н., доц., В.Ю. Рудаков, инж.
Коломенский институт (филиал) Московского государственного открытого университета

Представлены результаты исследований особенностей протекания процессов объемного смесеобразования на двигателе с прозрачными окнами. Проведенные исследования позволили разработать и предложить для практического использования конструкции камер сгорания и соответствующие им схемы объемного смесеобразования.

Еще в 1970-х гг. в Коломенском филиале ВЗПИ (ныне КИ МГОУ) были проведены всесторонние испытания [1] четырехтактного дизеля 1Ч12,5/14 (Д-20) с электрогидравлической аккумуляторной системой топливоподачи (ЭГСТ). Тогда же была отработана методика проведения исследований рабочего процесса дизелей с ЭГСТ и убедительно доказаны преимущества последней перед традиционными гидромеханическими системами.

Возможности ЭГСТ и потребность в более глубоком изучении особенностей протекания процессов смесеобразования и сгорания топлива в камерах сгорания (КС) дизелей предопределили создание в институте установки [2] на базе двигателя с прозрачными окнами (ДПО).

Установка снабжена оптическим шлирен-теневым прибором ИАБ-451, автономной системой высокого наддува и ЭГСТ с возможностью обеспечения П-образных законов подачи топлива с крутыми передним и задним фронтами. Размеры прямоугольного поршня (130×50 мм), рассчитанного под одно сопловое отверстие распылителя форсунки, обеспечили возможность проведения цикла исследований применительно к дизелям достаточно большой размерности, в частности, типа ЧН21/21, ЧН26/26 и ЧН30/38. Использование соплового наконечника с двумя распыливающими отверстиями, расположенного по отношению к прямоугольному поршню в центре, обеспечивает возможность проведения исследований особенностей протекания рабочего процесса и в КС дизелей автотракторного типа.

Наличие регулируемого наддува и подогрева воздуха на впуске позволяло (независимо от величины степени сжатия) обеспечивать практически любые желаемые параметры воздушного заряда в конце такта сжатия. Последнее обстоятельство и обязательный предварительный прогрев всех элементов ДПО горячим воздухом при его прокрутке электродвигателем способствуют повышению качества моделирования реальных процессов смесеобразования и сгорания топлива в КС среднеоборотных дизелей (СОД).

Необходимо отметить, что значения коэффициентов избытка воздуха (α) вычислялись с учетом реальных утечек рабочего тела, обусловленных трудностями уплотнения прямоугольного поршня. Для проведения более качественного сравнительного анализа из всего многообразия исследований подбирались циклы только со схожими исходными параметрами при α = =1,65...1,7. При этом период задержки воспламенения определялся с учетом частоты кадров при съемке с возможной ошибкой ±0,12 мс.

Первоначально были проведены многочисленные исследования ДПО с КС типа глубокий «Гессельман», которые стали отправной точкой для выявления некоторых общих закономерностей в процессах объемного смесеобразования, воспламенения и горения топлива.

Для примера на рис. 1 представлены кинокадры вышеуказанных процессов для одного из характерных режимов.

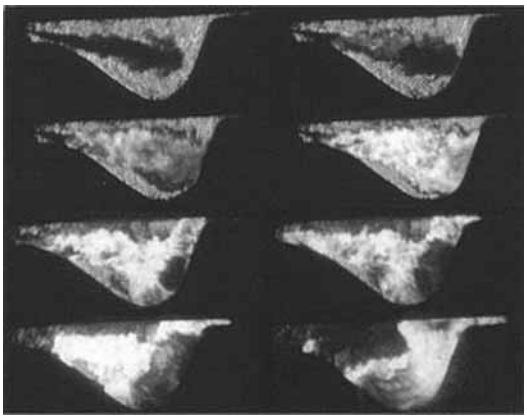


Рис. 1. Характерные кинокадры процессов смесеобразования, воспламенения и горения топлива при использовании КС типа глубокий «Гессельман»

В данном конкретном случае истинный период задержки воспламенения составил 1,55 мс. Еще до начала интенсивного тепловыделения капли топлива в соответствии с классическими представлениями проникли в периферийную зону КС, где сосредоточена наибольшая часть воздуха. Практически во всех случаях первичные очаги воспламенения возникали на расстоянии 20–40 мм от соплового отверстия распылителя. При этом средняя скорость распространения пламени к периферии КС в момент подачи топлива (с учетом зарождения новых очагов) всегда превышала 100 м/с и была практически на порядок больше, чем в обратном направлении. Объясняется последнее воздействием спутного газового потока, образованного летящими каплями топлива.

После окончания впрыска средняя скорость распространения пламени к сопловому наконечнику возрастала в несколько раз.

При достаточно высоком значении α на периферии камеры сгорания в зонах с повышенным содержанием топлива отмечалось интенсивное образование сажи. После воспламенения значительная часть топлива попадает в надпоршневой зазор также с заметным образованием сажи. Последнему обстоятельству в значительной степени способствует наличие соседствующих относительно холодных стенок поршня и крышки цилиндра.

За счет переноса топлива к периферии в центральной части КС воздушный заряд используется недостаточно эффективно. При этом отсутствие специальных мер для создания интенсивного направленного движения воздушного заряда естественно оказало заметное негативное влияние на процесс сгорания топлива.

Рассмотрим некоторые особенности использования КС типа мелкий «Гессельман». В этом случае увеличенный надпоршневой зазор способствует более полному использованию периферийной части воздушного заряда для горения топлива. Одновременно с этим возрастает температура периферийной зоны поршня, включая зону первого компресси-онного кольца. Кроме того, в центральной части поршня увеличивается масса неиспользованного для горения воздушного заряда по сравнению с КС типа глубокий «Гессельман».

В процессе испытаний дизеля 1Ч12,5/14 [1] и многочисленных других исследований было убедительно доказано положительное влияние на протекание рабочего процесса двухфазного впрыска. Однако причина такого улучшения в значительной степени остается нераскрытой. Определенную ясность в физику этого явления внесли подобные испытания на ДПО. При этом была отмечена одна общая и достаточно

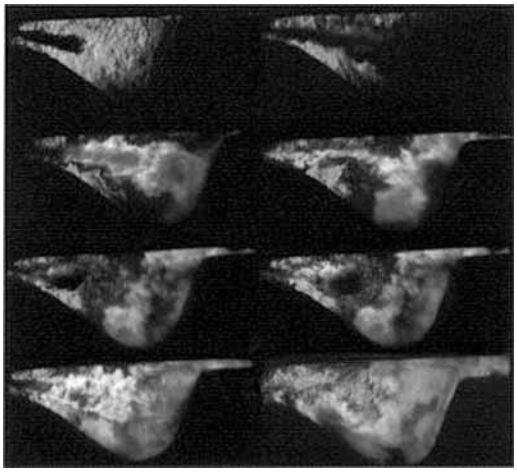


Рис. 2. Характерные кинокадры процессов смесеобразования, воспламенения и горения топлива при двухфазном впрыске

существенная для всех случаев особенность цикла с двухфазным впрыском.

Анализ кинокадров одного из таких циклов (рис. 2) показал, что задержка воспламенения первой дозы в нашем конкретном случае составила 1,55 мс, а второй практически на порядок меньше.

Малая задержка воспламенения второй дозы топлива объясняется высокой температурой воздушного заряда и продуктов сгорания после их прогрева теплом от сгорания первой дозы топлива. При этом быстрое воспламенение второй дозы топлива способствует более полному использованию воздуха центральной зоны КС и улучшению процесса тепловыделения в целом.

В общем случае при многофазном впрыске за счет изменения продолжительности подачи и пауз между ними возможно управляемое перераспределение количества паров топлива во времени и пространстве в процессе горения, что в конечном итоге позволяет оказывать заметное влияние на качество процесса тепловыделения в целом.

Использование для горения топлива центральной зоны КС и практически полное устранение его попадания в надпоршневой зазор возможны за счет организации процесса смесеобразования, кадры кинорегистрации которого представлены на рис. 3. Кинокадры были получены с использованием «бомбы», внутри которой был размещен жестяной отбойник, обеспечивающий разворот струи распыленного топлива (СРТ) практически на 180°. При этом впрыск топлива осуществлялся в воздух с плотностью 16 кг/м^3 и температурой окружающей среды.

Следует согласиться с результатами работы [3], в которой говорится, что решающую роль в процессе контакта СРТ со стенками КС авторы отводят взаимодействию последней с попутным



Рис. 3. Характерные кинокадры процесса смесеобразования с разворотом СРТ

газовым потоком. При этом пристеночная топливная струя рассматривается как капельная струя в обтекающем стенку газовом потоке.

Из рассмотрения киноограммы видно, что даже при развороте СРТ в среде холодного воздуха в значительной степени сохраняется ее целостность. Подтверждением последнего служит и факт окончательного сбора основной доли топлива в зоне расположения соплового отверстия.

Исследование подобного действительного цикла на ДПО (рис. 4) показали, что основная масса топлива, как и при использовании КС типа «Гессельман», выгорает в пристеночной зоне. После чего под действием инерционных сил СРТ и разогретого попутного потока воздуха и продуктов сгорания оставшееся несгоревшее топливо транспортируется в центральную зону КС, тем самым способствуя более полному использованию воздушного заряда. Очевидно, что в этом случае надпоршневой зазор, по возможности, необходимо выбирать минимальным. Обладая значительной кинетической энергией, СРТ создает мощное вихревое движение газового потока в вертикальной плоскости, что способствует активизации процесса горения топлива. К потенциальному недостатку рассмотренной схемы следует отнести факт отсутствия реального влияния воздушного заряда в надпоршневом зазоре на процессы смесеобразования и сгорания топлива.

Более совершенной в этом плане является схема смесеобразования, работу которой целесообразно пояснить с помощью рис. 5. Существенной отличительной особенностью рассматриваемой схемы является возможность обеспечения строго

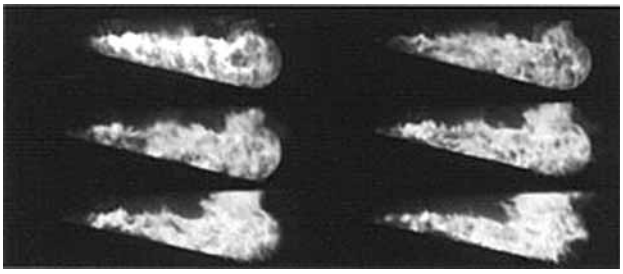


Рис. 4. Характерные кинокадры процесса горения топлива в КС с разворотом СРТ

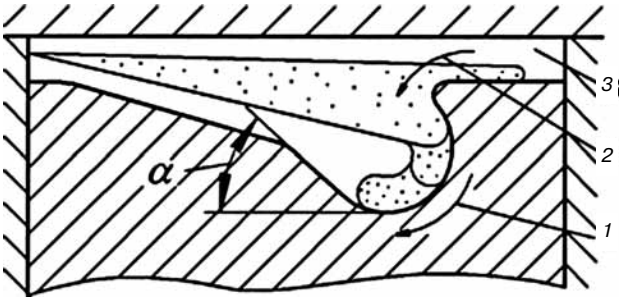


Рис. 5. Форма КС и схема объемного смесеобразования:

1 — направление вращения вихря, образованного СРТ; *2* — направление вращения воздушного вихря; *3* — место дозированной подачи наиболее мелких капель СРТ

дозированной подачи наиболее мелких капель СРТ в надпоршневой зазор.

При этом встречное направление вращения двух вихрей способствует более качественному перемешиванию топлива с воздухом и, следовательно, улучшению качества процесса сгорания. Весомое влияние на процесс тепловыделения может оказать также направление движения вихря *1* к центру КС, которое определяется выбором угла α. Для иллюстрации возможностей такой схемы смесеобразования на рис. 6 представлен фрагмент киноограммы процесса горения топлива одного из действительных циклов, полученных при испытаниях на ДПО.

Проведенный цикл исследований показал, что смесеобразование практически всегда начинается одновременно с началом впрыскивания топлива и заканчивается в момент окончания его горения. При этом интенсивность тепловыделения на всех этапах горения, кроме начального, лимитируется, прежде всего, скоростью испарения и характером распределения в КС воздуха, паров топлива и продуктов сгорания.

Эксперименты показали, что в зависимости от конфигурации КС за счет кинетической энергии СРТ возможно улучшение процесса тепловыделения в целом за счет создания достаточно мощного направленного (в любой желаемой плоскости) вихревого движения попутного газового потока с парами топлива и продуктами сгорания.

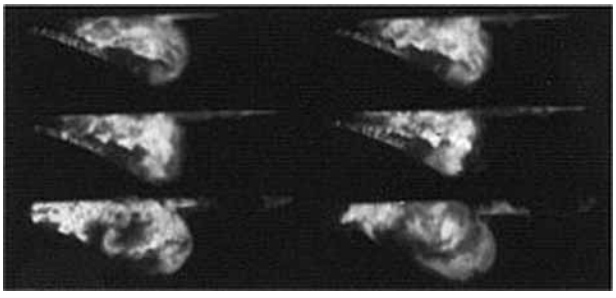


Рис. 6. Характерные кинокадры процесса горения топлива, полученные при испытаниях на ДПО

Была установлена также возможность активного использования кинетической энергии СРТ для оптимизации процессов смесеобразования и горения топлива даже при отсутствии специальных мер по организации направленного движения воздушного заряда.

На основании результатов проведенных исследований были разработаны и предложены для практического использования конструкции КС СОД и соответствующие им схемы процессов объемного смесеобразования.

Литература

1. *Пинский Ф.Е., Крупский М.Г., Кузин В.Е., Сулиз Б.Н.* Двигатели внутреннего сгорания // (НИИИНФОРМТЯЖМАШ). — 1975. — № 8. — С. 1–30.

2. *Никитин Е.А., Никонов Г.В., Крупский М.Г., Куянов Ю.Ф.* Установка для исследования процессов, протекающих в камере сгорания дизеля // Двигателестроение. — 1988. — № 1. — С. 8–9.

3. *Щукин П.А.* Комплексная математическая модель рабочего процесса дизеля с объемным смесеобразованием: дис. ... канд. техн. наук. — СПб., 1999. — 158 с.

НОВОСТИ ТРАНСМАШХОЛДИНГА

«ТРАНСМАШХОЛДИНГ» И ОАО «АТОМЭНЕРГОМАШ» НАМЕРЕНЫ РАЗВИВАТЬ СОТРУДНИЧЕСТВО В СФЕРЕ СОЗДАНИЯ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРНЫХ УСТАНОВОК ДЛЯ АТОМНЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

ЗАО «Трансмашхолдинг» и ОАО «Атомное и энергетическое машиностроение» (ОАО «Атомэнергомаш») заключили соглашение о сотрудничестве.

Стороны планируют проводить совместную работу в сфере обеспечения действующих и вновь вводимых в эксплуатацию атомных электростанций дизель-генераторными установками (ДГУ), предназначенными для аварийного энергоснабжения станций. В соответствии с достигнутыми договоренностями, «Трансмашхолдинг» и «Атомэнергомаш» планируют совместно осуществлять разработку, производство, пусконаладочные работы и обслуживание данного типа оборудования.

Цель совместной деятельности — решение комплексной задачи по обеспечению атомной энергетики России дизель-генераторными установками, соответствующими современным и перспективным требованиям.

В соответствии с соглашением, в течение ближайшего месяца будет создана совместная рабочая группа, которая займется детальной проработкой всех вопросов в рамках сотрудничества ОАО «Атомэнергомаш» и ЗАО «Трансмашхолдинг».

Дизель-генераторные установки атомных электростанций, которые стали предметом подписанного соглашения, будут производиться на входящем в состав «Трансмашхолдинга» Коломенском заводе. Предприятие имеет лицензии на право конструирования и изготовления оборудования для АЭС. В частности, на заводе созданы ДГУ для атомной станции «Бушер-1» в Иране.

«Наша цель — комплексное решение вопросов обеспечения атомных станций резервными системами электроснабжения, — сообщил во время церемонии подписания соглашения генеральный директор ОАО «Атомэнергомаш» Владимир Кащенко. — Нам предстоит на долгие годы вперед обеспечить российскую атомную энергетику современными высококачественными дизель-генераторными установками отечественного производства».

«Объединив усилия с коллегами из ОАО «Атомэнергомаш», мы сможем обеспечить не только необходимую номенклатуру и объем выпуска, но и непрерывное совершенствование дизель-генераторных установок, а также высокий уровень сервисного обслуживания в течение всего жизненного цикла изделия» — заявил генеральный директор «Трансмашхолдинга» Андрей Андреев.

Соглашение подписано сроком на один год и предполагает возможность ежегодной автоматической пролонгации.

Артем Леденев, директор департамента по связям с общественностью ЗАО «Трансмашхолдинг»
Каррыев Азад, начальник отдела стратегических коммуникаций ОАО «Атомэнергомаш»

МИКРОТУРБИНЫ

Материал подготовил к.т.н. Г.В. Мельник

В четвертом номере нашего журнала за 2006 г. был опубликован обзор, посвященный микротурбинам — относительно новому направлению развития малой энергетики. Микротурбина — экологически безопасный тепловой двигатель с высоким КПД и пониженными требованиями к топливу — является в ряде случаев оптимальным решением там, где нужны автономные малогабаритные источники электрической и тепловой энергии с большим ресурсом и минимальным обслуживанием.

Предлагаемая подборка включает материалы, где описаны некоторые области и объекты применения микротурбин за рубежом и в нашей стране.

МИКРОТУРБИННАЯ КОГЕНЕРАЦИОННАЯ УСТАНОВКА КОМПАНИИ «CALNETIX POWER SOLUTIONS»

Калифорнийская фирма «Calnetix Power Solutions» имеет многолетний опыт в области производства и поставок высокоэффективных электродвигателей, генераторов, магнитных подшипников и комплексных электроприводов, а также микротурбин. Ее изделия используются в распределенных энергосистемах, в системах кондиционирования воздуха, переработки газа, в производстве полупроводниковых приборов, медицинского и другого оборудования в разных странах мира. Официальным дистрибьютором компании «Calnetix» в России является Технический Холдинг «Электросистемы».

Микротурбинные установки (МТУ) находятся в производстве с 1997 г. С 1997 по 2000 г. выпускались установки типа Т45 и Т60 мощностью соответственно 45 и 60 кВт, с 2000 по 2003 г. — установки ТА80 мощностью 80 кВт, а с 2004 г. по настоящее время компания выпускает только 100-киловаттные установки следующих модификаций:

➢ TA-100 R — установка для производства электроэнергии (электростанция) (рис.1);

➢ TA-100 RCHP — установка для комбинированного производства электроэнергии и тепла (когенератор) с электрической мощностью 100 кВт и тепловой мощностью от 160 кВт.



Рис. 1. Установка TA-100 RCHP с микротурбиной

В зависимости от условий эксплуатации микротурбинные установки выпускаются в двух вариантах исполнения: для эксплуатации внутри или вне помещения. Последние, в свою очередь, имеют два исполнения — для температуры наружного воздуха соответственно до −30 °С и до −40 °С.

Появление микротурбин было вызвано растущей потребностью в надежных, долговечных, экологически безопасных автономных источниках постоянного электро- и теплоснабжения мощностью от нескольких десятков до нескольких сотен киловатт. Потребителями таких мощностей, как правило, являются офисные бизнес-центры, развлекательные и торговые учреждения, бани, бассейны, складские помещения, предприятия быстрого питания, малого и среднего бизнеса, больницы, прачечные и т. п. объекты.

Выбор микротурбинной установки является предпочтительным (по отношению к другим автономным источникам тепло- и электроснабжения) в случаях, когда:

➢ существуют жесткие ограничения по шуму, вибрациям и эмиссии вредных веществ;

➢ имеются ограничения по массе и габаритам;

➢ требуется «островной» (т. е. полностью автономный) режим работы, при котором электрическая нагрузка может изменяться от 0 до 100 % без каких-либо динамических ограничений, включая сбросы−наброс нагрузки в диапазоне от 0 до 100 %;

➢ графики потребления тепловой и электрической нагрузки не совпадают;

➢ требуется минимизировать затраты на ТО с периодичностью 4000−8000 ч.

Микротурбинная установка представляет собой изделие полной заводской готовности. При разработке использован блочно-модульный принцип, позволяющий заменять в случае необходимости отдельный узел, а не изделие в целом.

Все основные и вспомогательные системы и агрегаты смонтированы на единой пространственной раме. Для защиты от внешних воздействий используется защитный кожух со звукоизоляционным покрытием. В состав установки входят:

— турбогенератор;
— камера сгорания;
— регенератор;
— система утилизации тепла с котлом-утилизатором (КУ);
— система смазки;
— топливная система;
— дожимной газовый компрессор;
— блок силовой электроники (выпрямитель, инвертор, фильтр);

— цифровая система автоматического управления FADEC (Full Authority Digital Electronic Control);

— воздушная система охлаждения подкапотного пространства и силовой электроники;

— аккумуляторные батареи.

Принцип действия микротурбинной установки понятен из функциональной схемы, приведенной на рис. 2.

Очищенный атмосферный воздух попадает в воздухозаборник, откуда он поступает на вход компрессора. В компрессоре воздух сжимается, нагреваясь при этом до температуры 250 °С и далее поступает в специальный газовоздушный теплообменник (регенератор), где он дополнительно подогревается до температуры 500 °С. Такое решение позволяет примерно вдвое повысить термический КПД установки. Нагретый сжатый воздух перед камерой сгорания смешивается с газообразным топливом высокого давления, откуда гомогенная газовоздушная смесь поступает в камеру сгорания. Для повышения давления газа используется штатный встроенный дожимной компрессор. Предварительное смешение воздуха с газообразным топливом позволяет снизить уровень вредных выбросов по NO_x до 25 ppm при 15 % O_2 в диапазоне электрических нагрузок от 50 до 100 %, и до 60 ppm при 15 % O_2 на холостом ходу.

Поток газов из камеры сгорания, нагретых до температуры 926 °С, подается на колесо турбины, где, расширяясь, они совершают работу, вращая расположенные на том же валу колесо компрессора и высокоскоростной синхронный генератор. Из турбины газы с температурой 648 °С по газоходу направляются в регенератор, где отдают тепло сжатому воздуху, поступающему из компрессора. После регенератора температура отходящих газов снижается до 310 °С.

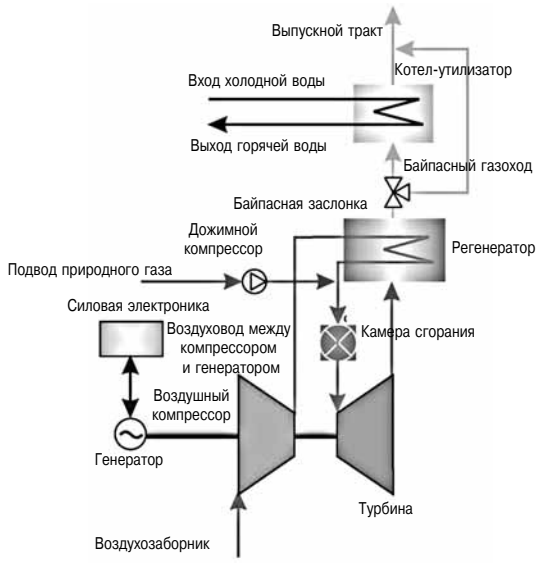


Рис. 2. Функциональная схема

На выходе из регенератора установлена байпасная заслонка, которая направляет отходящие газы либо через байпас, либо в котел-утилизатор. Последний представляет собой газоводяной теплообменник, где отходящие газы нагревают воду до требуемой температуры. Установка не имеет редуктора. В ней (в отличие от аналогичных изделий других производителей) частота вращения ротора практически не зависит от нагрузки и поддерживается постоянной на уровне 68 000 об/мин. Это позволяет без дополнительных аккумуляторных батарей осуществлять практически ступенчатый (в течение 0,3 с) наброс нагрузки. Высокочастотное напряжение на выходе генератора подвергается двойному преобразованию: из высокочастотного переменного в постоянное, а затем снова в переменное напряжение 400 или 480 В с частотой 50 или 60 Гц. Применение двойного преобразования обеспечивает стабильное выходное напряжение правильной синусоидальной формы.

Турбогенератор

Турбогенератор является основной частью установки, наиболее наукоемкой и трудоемкой. В отличие от компаний, которые для сокращения затрат на разработку используют в качестве первичного двигателя авиационные газовые турбины, разработчики «Elliot»—«Calnetix», используя свой богатый опыт в области вспомогательных энергоустановок, создали турбогенератор практически с нуля, максимально учитывая особенности эксплуатации энергетических установок в наземных условиях.

В результате был разработан турбогенератор, который принципиально отличается от агрегатов на основе авиационных двигателей. Эти отличия заключаются в следующем:

➢ простота конструкции (значительно сокращено количество прецизионных и весьма трудоемких в изготовлении деталей, узлов и агрегатов);

➢ более низкая степень повышения давления в компрессоре;

➢ применение конструктивных решений, которые традиционно используются в силовых установках наземного применения, таких как гидродинамический подшипник скольжения, керамические материалы, регенератор, низкоэмиссионная камера сгорания;

➢ более низкие затраты на техническое обслуживание;

➢ более высокий назначенный и межремонтный ресурс.

Турбогенератор (рис. 3) представляет собой высокооборотный одновальный агрегат с частотой вращения ротора 68 000 об/мин. Конструктивно он выполнен в одном корпусе, куда устанав-

ливается ротор. К корпусу со стороны турбины примыкает камера сгорания, представляющая собой самостоятельный узел.

Ротор (рис. 4) является наиболее ответственной частью турбогенератора. На одном валу, изготовленном из высокопрочной стали, последовательно размещены:

➢ ротор высокоскоростного синхронного генератора с двумя запрессованными постоянными магнитами;

➢ колесо одноступенчатого центробежного компрессора;

➢ колесо одноступенчатой радиальной турбины, выполненное из термопрочного сплава с низким коэффициентом ползучести, прикрепленное к ротору при помощи сварки трением.

Ротор турбогенератора устанавливается на двух опорах. Первая опора расположена перед передним торцом втулки генератора, вторая — между втулкой генератора и колесом компрессора. В качестве первой опоры используется главный подшипник с керамическими шариками, который устанавливается в статорной части через промежуточные плавающие кольца, второй опорой является гидродинамический подшипник. Оба подшипника охлаждаются и смазываются высококачественным синтетическим маслом.

Особенностью ротора является консольное расположение колес компрессора и турбины, что позволило вынести все подшипники из горячей зоны. В результате применения этих конструктивных решений удалось:

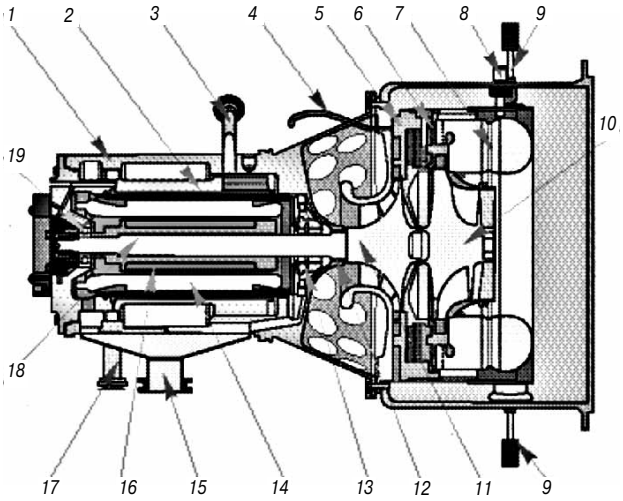


Рис. 3. Турбогенератор в разрезе:

1 — корпус; *2* — корпус статорной части; *3* — маслопровод (подвод масла); *4* — воздухопровод для поддува лабиринта; *5* — диффузор; *6* — сопловый аппарат; *7* — жаровая труба; *8* — свеча зажигания; *9* — топливный коллектор; *10* — колесо турбины; *11* — колесо компрессора; *12* — лабиринтное уплотнение; *13* — гидродинамический подшипник; *14* — статорные обмотки; *15*, *17* — горловины слива масла; *16* — постоянные магниты; *18* — ротор; *19* — керамический подшипник качения

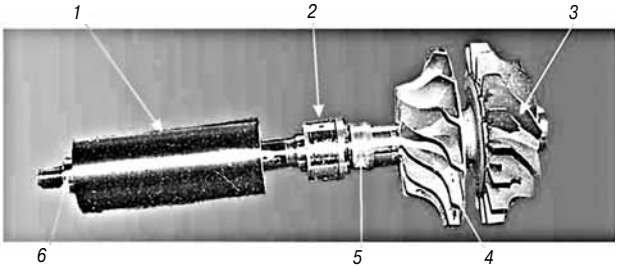


Рис. 4. Общий вид вала:

1 — ротор генератора с постоянными магнитами; *2* — гидродинамический подшипник; *3* — колесо турбины; *4* — колесо компрессора; *5* — лабиринтное уплотнение; *6* — керамический подшипник качения

➢ значительно уменьшить расход масла на угар, который составляет не более 0,001 г/кВт·ч против 0,3 г/кВт·ч в газоперекачивающих агрегатах (ГПА);

➢ уменьшить производительность и мощность привода насоса системы смазки;

➢ увеличить период замены масла и масляного фильтра (24 000 ч против 750–1000 ч в ГПА).

Использование высокоскоростного синхронного генератора и полупроводникового преобразователя напряжения позволило избавиться от «ахиллесовой пяты» большинства маломощных газовых турбин — редуктора.

Камера сгорания

Конструкция камеры противоточная, кольцевая, с многоточечной подачей газообразного топлива через отдельные инжекторы. Камера выполнена с возможностью длительной работы как при частичных, так и полных нагрузках установки.

Газ подается в камеру через 12 форсунок под давлением 5,2–6,2 бар. Процесс горения стабилен даже при значительных изменениях свойств используемого газа.

Регенератор

Газовоздушный регенератор предназначен для повышения термического КПД установки путем дополнительного подогрева воздуха после компрессора теплом отходящих газов турбины в газовоздушном пластинчатом теплообменнике. Экономия топлива происходит за счет увеличения температуры воздуха, который поступает в камеру сгорания из воздушного компрессора.

Система утилизации тепла с котлом-утилизатором

Система утилизации тепла отходящих газов обеспечивает подогрев сетевой воды до заданного значения. Регулирование температуры воды на выходе из КУ осуществляется за счет перепуска отходящих газов через байпасную магистраль КУ.

http://www.micro-turbines.ru/pdf/calnetix.pdf
http://www.tapower.com/microturbines.asp
http://news.thomasnet.com/companystory/806491

Технические характеристики микротурбинной установки ТА-100 RCHP

Характеристика, параметр	Значение
Общие характеристики	
Электрическая мощность при САУ[1], кВт	100
Тепловая мощность (ГВС/отопление) (49/60) (70/95), кВт	172 / 160
Тепло, выделяемое при сгорании топлива, кВт	362
КПД электрический, %	29
КПД полный, %	> 75
Напряжение, В	~ 3-ф., 400
Частота, Гц	50
Колебание частоты, %	±1,0
Стабильность выходного напряжения[2], %	±5,0
Значение тока при нагрузке 100 %, А	200
Максимальное значение тока (перегрузка) в течение 5 с, А	300
Общее гармоническое искажение напряжения, %	<5%
Ток короткого замыкания, А	500
Тип электрического генератора	Высокооборотный, с двумя постоянными магнитами
Количество используемых аккумуляторов, шт.	2
Напряжение двух аккумуляторов, В	24
Уровень шума на расстоянии 1 м / 10 м, дБ	75/62
Массогабаритные характеристики	
Длина (внутреннее / наружное исполнение), мм	3111,5 / 3316,5
Ширина (внутреннее / наружное исполнение), мм	917 / 917
Высота (внутреннее / наружное исполнение), мм	2123 / 2250
Масса (внутреннее / наружное исполнение), кг	1814 / 2040
Характеристики газотурбинного агрегата[3] (привода генератора)	
Расход газа в режиме номинальной мощности при САУ (для Hu = 33,4/38,3 МДж/Нм^3), Нм^3/ч	39/34
Частота вращения ротора[4], об/мин	68000
Расход воздуха, кг/с	1
Максимальное аэродинамическое сопротивление на выпуске, Па	1250
Характеристики системы воздушного охлаждения	
Расход воздуха на охлаждение силовой электроники, Нм^3/с	0,38
Расход воздуха на охлаждение масляно-воздушного радиатора масляной системы, КУ5 и дожимного компрессора, Нм^3/с	0,755
Максимальное аэродинамическое сопротивление присоединяемого газохода выхлопных газов, Па	1240
Максимальное аэродинамическое сопротивление присоединяемого воздуховода для отвода охлаждающего воздуха от масляно-воздушного радиатора и КУ, Па	50
Максимальное аэродинамическое сопротивление присоединяемого воздуховода охлаждающего воздуха от силовой электроники и дожимного компрессора, Па	185
Характеристики топливной системы	
Избыточное давление газа на входе в дожимной компрессор, кПа	от 5 до 35
Характеристики масляной системы	
Объем масляного бака, л	19
Тип используемого масла[6]	Mobil SH C 824
Характеристики системы утилизации тепла	
Температура отходящих газов на входе в КУ, °С	около 310
Температура отходящих газов на выходе из КУ, °С	около 90
Температура воды на входе в КУ, °С	70
Температура воды на выходе из КУ, °С	95
Минимальный рекомендуемый поток воды, л/мин	75

[1] САУ — стандартные атмосферные условия: температура воздуха −15 °С, влажность 60 %, атмосферное давление — 760 мм рт. ст.
[2] При дестабилизирующих факторах: сброс/наброс нагрузки, изменение температуры окружающего воздуха и др.
[3] Под газотурбинным агрегатом подразумевается турбогенератор с камерой сгорания и регенератором.
[4] Частота вращения ротора генератора практически не зависит от величины нагрузки.
[5] КУ — котел-утилизатор отходящих газов.
[6] Замена масла производится через каждые 24 000 моточасов (раз в три года).

МИКРОТУРБИНЫ ДЛЯ АВТОБУСОВ С ГИБРИДНЫМИ СИЛОВЫМИ УСТАНОВКАМИ

Междугородный автобус — идеальный объект для применения гибридных силовых установок. В большинстве существующих гибридных установок используется последовательная схема с дизель-генератором, от которого во время рейса заряжаются аккумуляторы для увеличения пробега машины без дозарядки. Реже вместо дизеля используется бензиновый двигатель, иногда в качестве вспомогательного агрегата (ВА) применяются даже топливные элементы.

Фирма «DesignLine International Holdings Ltd.» пошла по другому пути, применив в качестве ВА междугородного автобуса микротурбину. Калифорнийской компании «Capstone Turbine Corp.» были заказаны 150 микротурбин, которые должны быть поставлены в течение 2009 г.

Они будут установлены в автобусах ECOSaver IV с гибридным электроприводом. Четвертое поколение этой модели предназначено для североамериканского рынка.

Автобусы ECOSaver с микротурбинами «Capstone» работают в разных странах мира уже около 10 лет. Первые такие автобусы появились в Новой Зеландии (где и находится фирма «DesignLine»), а недавно они вышли на маршруты в городе Charlotte (Северная Каролина, США), где «DesignLine» открыла свое новое производство. Эти автобусы выполняют также коммерческие перевозки в Нью-Йорке и в Гонконге.

До настоящего времени из всех микротурбин только микротурбины «Capstone» поставляются в промышленных масштабах в качестве двигателей для городских автобусов. В 2007 г. фирма «Capstone» получила заказ на 15 микротурбин от «Eco Power Technology» (Италия). Двенадцать из них предназначались для городских автобусов области Абруццо, еще три — для Министерства охраны окружающей среды.

На момент подготовки данного материала продано более 4500 микротурбин «Capstone» (в большинстве своем — для привода стационарных генераторов), наработавших в общей сложности 19 млн моточасов.

Микротурбины «Capstone», предназначенные для транспортных установок, имеют мощность 30 и 65 кВт и способны работать на различных топливах, в том числе — на малосернистом дизельном топливе, сжатом или сжиженном природном газе, керосине или пропане (сжиженном нефтяном газе). Турбины мощностью 30 кВт, заказанные «DesignLine», работают на дизельном топливе.

Микротурбина здесь используется в качестве вспомогательного двигателя, расширяющего



Автобус ECOSaver

максимальный пробег автобуса без дозаправки. Аккумуляторы могут подзаряжаться от местной сети ночью, когда тарифы на электроэнергию минимальны. Энергия системы может использоваться для питания кондиционера или для ускорения разгона машины.

Нормальным считается, когда автобус возвращается в парк с аккумуляторами, заряженными на 60 %. При уровне заряда аккумуляторов более 70 % ВА используется только для их подзарядки. При таком уровне заряда автобус может работать в режиме «чистого» электродвижения с выключенным ВА. При среднем уровне заряда аккумуляторов (от 40 до 70 %) ВА используется в режиме частичной нагрузки, достаточной для поддержания среднего уровня заряда. При падении уровня заряда ниже 40 % мощность ВА увеличивается настолько, чтобы можно было повысить уровень заряда аккумуляторов до среднего.

Автобусы DesignLine ECOSaver IV выпускаются в трех исполнениях: длиной 30, 35 и 40 футов (примерно 9,1, 10,7 и 12,2 м соответственно). В качестве накопителей энергии могут быть использованы свинцово-кислотные, никель-металлгидридные и ионно-литиевые аккумуляторы. Для этой же цели могут применяться суперконденсаторы. Для электродвижения используются два асинхронных электродвигателя типа Bosch Rexroth Idramate мощностью 120 кВт каждый. Бортовая система автоматики автобуса обеспечивает контроль и управление всеми элементами гибридной системы электродвижения, а система управления аккумуляторов — контроль и управление зарядом и разрядом аккумуляторов на уровне отдельных ячеек.

Экономия топлива в гибридных автобусах ECOSaver IV с микротурбинами вдвое превышает этот показатель по сравнению с обычными автобусами с дизельным приводом, составляя более 27 000 л в год.

По расчетам «DesignLine» пробег автобуса на одном галлоне дизельного топлива составляет семь миль (что соответствует расходу 33 л на километр).

Снижаются не только затраты на топливо, но и эксплуатационные расходы, так как система Capstone практически не требует обслуживания. Поскольку турбина, компрессор и генератор имеют общий вал, система имеет всего одну движущуюся часть. Благодаря использованию воздушных подшипников микротурбины не нуждаются в смазке. Система воздушного охлаждения исключает необходимость в радиаторе, водяном насосе, термостате, шлангах, приводных ремнях и внешних устройствах. К тому же благодаря системе рекуперативного торможения снижается стоимость эксплуатации тормозов. По расчетам «DesignLine», общие эксплуатационные расходы за срок службы автобуса должны сократиться на 40 %.

Микротурбина обеспечивает радикальное снижение выбросов NO_x без применения внешних средств очистки отработавших газов. Трогание с места происходит более плавно благодаря отсутствию трансмиссии. В режиме нулевых выбросов, т. е. при остановленном ВА, система работает фактически бесшумно. При работе ВА уровень наружного шума снижается по сравнению с дизельным автобусом на 75 %, а уровень внутреннего шума — на 100 %.

Microturbines for Hybrid Buses
Diesel Progress North American Edition, July 2008

МИКРОТУРБИНЫ ДЛЯ МУСОРНОГО ПОЛИГОНА ВО ФРАНЦИИ

В течение двух десятков лет на мусорном полигоне Mentaure в La Ciotat, живописном городке на средиземноморском побережье Франции, сжигали метан, образующийся в результате разложения отходов.

Тысячи кубометров метана, ежегодно образующиеся на свалках, давно уже не рассматриваются как бесполезные отходы. В городе La Ciotat, например, этот газ стал источником питания местной электростанции мощностью 1,4 МВт. Производимой ею электроэнергии хватает для энергоснабжения 2000 домов. В качестве первичных двигателей на электростанции используются 18 микротурбин «Capstone», работающих на получаемом со свалки метане, при этом город продает энергию в сеть. По оценке фирмы «Verdesis», занимающейся продажей турбин «Capstone» в Бельгии и Франции, 18 микротурбин мощностью 65 кВт каждая производят значительно меньше вредных выбросов по сравнению с поршневыми двигателями той же мощности.

Снижение выбросов углекислого газа и окислов азота в поршневых двигателях требует применения дорогостоящего оборудования. Но даже при наличии такого оборудования их выбросы более чем в 10 раз превышают аналогичные показатели для микротурбин «Capstone».

Микротурбины еще более выигрывают по экологическим показателям благодаря воздушным подшипникам, поскольку это означает, что они не нуждаются в смазочных маслах, охлаждающих жидкостях и других экологически вредных материалах.

С момента своего ввода в строй в июне 2007 г. на день написания этого материала наработка электростанции «Mentaure» превысила 4000 ч. Обычно топливный газ очистки не требует, однако в данном случае, учитывая специфику источника, фирма «Verdesis» спроектировала систему очистки газа от воды, сульфидов водорода и силоксанов, содержащихся в мусорном газе.

Поскольку полигон «Mentaure» расположен в сухой местности, а его возраст свыше 20 лет, содержание метана в мусорном газе не превышает 30 %. Для сравнения можно сказать, что в аналогичный показатель для более новых полигонов, расположенных в не столь сухих местах, составляет более 50 %. Однако низкое содержание метана в данном случае не помешало использованию микротурбин.

Последние оказались не слишком чувствительны к колебаниям процента метана, что особенно важно для мусорных полигонов, где содержание метана в газе с возрастом обычно падает.

Поскольку в каждой микротурбине есть всего одна движущаяся часть, электростанция нуждается лишь в минимальном техобслуживании. Оно проводится раз в три месяца и занимает не более 20–30 мин, в течение которых проверяются воздушные и газовые фильтры, а также фильтр воздуха для охлаждения электроники. Таким образом, техобслуживание микротурбин по сравнению с другими типами двигателей, оказывается намного быстрее, проще и сопряжено с меньшими рисками.

Опыт, полученный при эксплуатации электростанции в Mentaure, побудил руководство «Verdesis Group» приступить к планированию постройки аналогичных электростанций на мусорных полигонах в Германии, Испании, Швейцарии, Австрии, Франции и Бельгии.

Во Франции уделяется большое внимание инновационным технологиям получения экологически чистой энергии. Страна предпринимает значительные усилия для ослабления зависимости от импорта нефти и газа, а также для снижения вредных выбросов. Использование мусорного газа позволяет продвинуться вперед для решение обеих задач.

Microturbine Power for «Trashy» French Power Plant
Diesel progress international edition May-June 2008

УДК 621.431

РАБОТЫ КАФЕДРЫ Э-2 МГТУ ИМ. Н.Э. БАУМАНА ПО СОВЕРШЕНСТВОВАНИЮ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Н.Д. Чайнов, д.т.н., проф. кафедры Э2,
МГТУ им. Н.Э. Баумана

Последние годы были весьма сложными в жизни нашей кафедры. После празднования 100-летия специальности ДВС в стенах Московского Императорского технического училища (ныне МГТУ им. Н.Э.Баумана) и переезда в новое здание Учебного лабораторного корпуса, в котором многие из присутствующих наверное побывали, кафедра лишилась значительной части своих лабораторных помещений вместе с рядом моторных установок, безмоторных стендов, на которых велись научно-исследовательские работы и учебные занятия. Кое-что удалось сохранить и сделать заново (лаборатория топливоподающей аппаратуры, газогенераторная установка обращенного процесса газификации древесины). Общей тенденцией стало расширение работ в области математического моделирования.

В настоящих условиях перспективным является комплексное (многопредметное или, как говорят, многодисциплинарное) математическое моделирование, включающее в единую расчетную модель рабочие процессы в цилиндре двигателя и его системах (топливоподачи, впуска и выпуска ОГ, турбонаддува, смазки, трения и охлаждения), определения теплового и напряженно-деформированного состояния (ТНДС) базовых узлов и деталей с оценкой их прочностной надежности. По каждой из указанных тематик работают группы ученых кафедры с аспирантами.

➢ В области моделирования рабочего процесса в цилиндре следует отметить работы к.т.н., доц. А.С. Кулешова с его программным комплексом «Дизель РК», предназначенным для расчета и оптимизации рабочих процессов двигателей. Комплекс позволяет решать задачи оптимальной организации рабочего процесса, включая выбор фаз газораспределения, подбор агрегатов турбонаддува, подбор размеров камеры сгорания, оптимизацию степени сжатия, параметров топливоподачи по минимальному расходу топлива и эмиссии вредных веществ с ОГ. Комплекс предусматривает возможность работы с удаленными пользователями через интернет.

➢ На протяжении многих лет на кафедре ведутся работы в области создания и исследования систем топливоподачи дизелей. Это особенно актуально в связи со все возрастающими требованиями к экологическим показателям двигателей. Использование топливных систем с электронным управлением становится обязательным при введении норм Евро 4 (с 01.01.2010 г.). Важным направлением работ является повышение максимального давления впрыскивания топлива, достигающее 250 МПа (в перспективе до 400 МПа и выше). Разработанное на кафедре д.т.н., проф. Л.В. Греховым программное обеспечение (ПК Впрыск) базируется на современной математической модели. Комплекс ориентирован на традиционные схемы и используется на отечественных предприятиях; идет подготовка его подключения к системе удаленного пользования.

➢ В условиях повышения уровня форсирования двигателей на кафедре развиваются фундаментальные исследования в области тепло- и массообмена в перспективных двигателях с повышенным уровнем форсирования по среднему эффективному давлению. На основании результатов экспериментальных исследований локальных нестационарных тепловых потоков на тепловоспринимающих поверхностях поршня и головки цилиндров (измерения проводились на дизелях КамАЗ-740 и Д144 д.т.н., проф. Р.З. Кавтарадзе) разработана математическая модель сложного радиационно-конвективного теплообмена в камере сгорания двигателя. Разработанная модель позволяет определять локальные тепловые нагрузки на теплонапряженные детали.

➢ Следует отметить работы в области моделирования течений газа и жидкости в сложных в геометрическом отношении полостях деталей двигателя. Речь идет о газовоздушных каналах головок (крышек) цилиндров и прилегающих впускных и выпускных патрубках (работы д.т.н., проф. Ю.А. Гришина) и исследованиях пространственных течений в полости охлаждения крышек цилиндров с применением трехмерной математической модели. С учетом высоких чисел Рейнольдса в расчетах используется многослойная модель турбулентности, которая позволяет моделировать как теплообмен в пристеночном слое, так и движение жидкости в ядре потока. В связи с этим для создания адекватной конечно-элементной модели использовался специальный

сеточный генератор. Исследования продолжаются с применением модели мультифазной жидкости при использовании схемы Ранза–Маршалла для теплопереноса от газа к жидкости.

➢ На протяжении многих лет на кафедре ведутся работы в области исследования тепловой и механической напряженности базовых узлов и деталей двигателей, в первую очередь высокофорсированных дизелей. По мере непрерывного форсирования двигателей по параметрам рабочего процесса (среднее и максимальное давление цикла, частота вращения), наряду с требованиями повышения надежности и срока службы, роль этих исследований постоянно повышается. На кафедре разработана иерархическая, многоуровневая система математических моделей определения теплового и напряженно-деформированного состояния основных деталей двигателя, включающая как наименее трудоемкие одномерные модели, так и уточненные 3-мерные конечно-элементные модели, реализующие универсальные пакеты (ANSYS, COSMOS и др.). Особое внимание уделяется достоверности граничных условий в таких сопряжениях, как поршень–кольца–цилиндр; крышка цилиндра–седла–клапаны и др., где нами совместно с Коломенским заводом получены практические результаты, которые используются при создании новых и модернизации существующих форсированных среднеоборотных дизелей.

➢ Следует упомянуть и триботехнические исследования, проводимые д.т.н., проф. С.В. Путинцевым, направленные на минимизацию потерь на трение и изнашивания элементов поршневой группы. Для выполнения инженерных расчетов узлов трения ДВС разработан пакет прикладных программ «Piston, ring, bearing». Лабораторный этап исследований выполняется на машинах трения, а также поршневом трибометре.

➢ Нельзя не отметить цикл работ по применению альтернативных топлив для поршневых двигателей, выполненных д.т.н., проф. Л.В. Греховым (применение диметилового эфира для улучшения экологических показателей — снижение дымности ОГ и выброса окислов азота; применение в качестве топлива угольных суспензий с экспериментальной проверкой на «горячем» двигателе 1Ч8,5/11).

В приведенном кратком перечне названы далеко не все ведущиеся на кафедре работы. Но не в этом дело. Традиционно перечисляя научные темы, количество выпущенных инженеров-двигателистов, число защищенных кандидатских и докторских диссертаций, сотни опубликованных статей, монографии и даже учебники, мы не можем не признать весьма сложное состояние, в котором находится отечественное двигателестроение. На многих научно-технических конференциях это обстоятельство не раз отмечалось, но как-то обыденно, как само собой разумеющееся. Однако дело очень серьезное, а сложившаяся ситуация весьма тревожна и требует немедленных и решительных действий.

УДК 621.431

ФОРМИРОВАНИЕ КОНЦЕПЦИИ МОДЕЛЬНОГО РЯДА ДВИГАТЕЛЕЙ СЕРИИ «Т» ООО «ЧТЗ-УРАЛТРАК»

В.С. Мурзин, директор-главный конструктор,
А.П. Маслов, к.т.н., ведущий инженер-конструктор,
ООО «ГСКБ «Трансдизель»

Концепция создания двигателей серии «Т» заключается в разработке системного подхода к формированию конструктивных элементов, узлов и систем двигателей, состоящих в поэтапной реализации конструктивных мероприятий по достижению заданных мощностных, экономических и ресурсных параметров, удовлетворяющих современным и перспективным требованиям. Это достигается за счет:

— выбора конструктивных схем модельного ряда, типа систем охлаждения и смазки двигателя;

— эффективного и экономичного рабочего процесса с непосредственным впрыскиванием, объемным способом смесеобразования и сгорания топлива;

— применением регулируемого газотурбинного наддува с промежуточным охлаждением наддувочного воздуха и рециркуляцией отработавших газов;

— управляемого процесса впрыскивания топлива;

— системных технических решений по элементам конструкции.

В таблице представлена концепция формирования конструктивных схем модельного ряда двигателей.

Концепция формирования рабочего процесса и деталей ЦПГ двигателя включает в себя реализацию следующих системных технических решений.

Модель двигателя	4Т371		6Т370		8ТВ372			12ТВ373
Количество и расположение цилиндров	4Р		6Р		8V			12V
					Угол развала блоков цилиндров 90 град			
Мощность, кВт	110	184	140	265	280	316	368	550
Рабочий объем, л	8		12		16			24
Литровая мощность, кВт/л	13,75–23		11,7–22,1		17,5–19,75			15,3–22,9
Частота вращения коленчатого вала двигателя, об/мин	1700–2100							
Размерность двигателя, мм/мм	130/150							

В основу рабочего процесса положен объемный способ смесеобразования, реализуемый в неразделенной камере сгорания типа Гессельман.

Выбранный способ смесеобразования с непосредственным впрыскиванием топлива предопределяет основные типы и конструктивные параметры элементов, влияющих на рабочий процесс:

✓ степень сжатия (геометрическая) — 16–18;

✓ камера сгорания неразделенного типа в днище поршня;

✓ центральное расположение топливной форсунки с многодырчатым закрытым распылителем, при необходимости с тепловой защитой, имеющего до восьми распыливающих отверстий;

✓ головка цилиндров с четырьмя клапанами и специальным профилем впускных каналов, обеспечивающих закрутку воздушного потока;

✓ топливная аппаратура, включающая в зависимости от требований и области применения двигателя:

— блочный плунжерный топливный насос высокого давления (ТНВД) с электронным регулятором, неуправляемым или управляемым впрыскиванием топлива;

— индивидуальные секции ТНВД с электронным управлением клапанами;

— аккумуляторную систему типа common rail с управляемым впрыскиванием топлива;

✓ газотурбинный наддув с промежуточным охлаждением наддувочного воздуха и элементами регулирования;

✓ рециркуляцию отработавших газов.

Геометрические параметры элементов ЦПГ вырабатываются на основе выполненных расчетных исследований по определению теплового состояния поршня и гидромеханических характеристик смазочного слоя трибосопряжения поршень–цилиндр.

Используется многопараметрическая оптимизация параметров смазочного слоя трибосопряжения поршень–цилиндр на основе применения $ЛП_\tau$-последовательности. (Парето — оптимальные решения).

Концепция формирования деталей и элементов КШМ двигателя включает в себя реализацию следующих технических решений:

✓ разработку геометрических параметров элементов КШМ на основе выполненных расчетных исследований по определению гидромеханических параметров смазочного слоя подшипников скольжения;

✓ многопараметрическую оптимизацию параметров подшипников скольжения на основе применения $ЛП_\tau$-последовательности. (Парето — оптимальные решения).

УДК 621.431

ДВИГАТЕЛИ ЧТЗ

В.С. Федоров, зам главного конструктора,
ООО «ГСКБ «Трансдизель»

Со дня основания в 1933 г. Челябинский тракторный завод выпускает гусеничные тракторы и дизельные двигатели для их комплектации. В настоящее время это двигатели Д-180 мощностью 180 л. с. с турбонаддувом и камерой ЦНИДИ в поршне. Двигатели специфичные, достаточно тяжелые, но обладают, при надлежащем обслуживании, неограниченным ресурсом.

На смену двигателю Д-180 разрабатывается семейство (модельный ряд) дизельных двигателей жидкостного охлаждения размерностью S/D = = 130/150 с количеством цилиндров 4, 6, 8, 12 и диапазоном мощностей от 90 до 750 л. с. Изготовлены образцы рядных 4- и 6-цилиндровых двигателей, ведутся стендовые и ходовые испытания по их доводке.

В 1941 г. в Челябинск из Харькова были эвакуированы СКБ и завод № 75 по производству танковых двигателей В-2. СКБ возглавлял Трашутин Иван Яковлевич, в последствии дважды Герой Социалистического Труда СССР. Дизельный двигатель В-2 мощностью 500 и 600 л. с. устанавливался в танки Т-34, КВ, а затем и в САУ на их базе. За годы войны только ЧТЗ изготовил 48,5 тыс. двигателей. Практически это был единственный танковый дизель. На танках других стран использовались карбюраторные двигатели.

Конструкция дизеля В-2 оказалась удачной во всех отношениях. Производство его более совершенных модификаций было продолжено и в послевоенный период. Двигатель устанавливался во все изделия бронетанковой техники.

Последней модификацией двигателя является двигатель В-92С2 с турбонаддувом мощностью 1000 л. с. По габаритно-весовым показателям ему пока нет равных в этом классе ДВС.

В 1980-е гг. на ЧТЗ было разработано новое семейство двигателей 2В размерностью S/D = = 150/160 мм на роликовых коренных подшипниках с туннельным картером. 16-цилиндровый Х-образный танковый мотор прошел все испытания и был принят на вооружение. Дальнейшая работа проводилась на 12-цилиндровом Х-образном двигателе, который проходит испытания в новом изделии ОАО НПК «Уралвагонзавод».

Разработаны, приняты на вооружение и изготавливаются малой серией три модификации 6-цилиндровых оппозитных двигателя мощностью 450 и 510 л. с.

По программе конверсии был разработан и выпускается серийно 2-цилиндровый V-образный мини-дизель воздушного охлаждения размерностью S/D = 82/78 мм мощностью 12 л. с., который применяется на мини-тракторах и дизель-генераторах.

К сожалению, по финансовым причинам в этом году пришлось приостановить работы по V-образным мини-дизелям жидкостного охлаждения размерностью S/D = 92/88 мм в 2-, 4- и 6-цилиндровом исполнении мощностью 18, 36 и 55 л. с. Изготовлены образцы всех этих двигателей. Проводились доводочные работы, которые обязательно будут продолжены при оживлении финансовой обстановки в стране.

После распада СССР положение дел в двигателестроении ухудшилось. Существовало государственное централизованное финансирование НИОКР. Сейчас этого не происходит. Даже танковый двигатель В-92С2 создавался за счет средств ООО «ЧТЗ-Уралтрак». Помогли экспортные поставки этого двигателя, которые позволили окупить затраты на опытные работы и подготовку серийного производства.

Рассматривается вариант закупки лицензий на производство зарубежных двигателей, применяемых в автопроме. Но он тоже требует значительных финансовых затрат, которых у отдельного предприятия нет. При этом теряется опыт собственной разработки и доводки ДВС, теряется квалификация инженерных кадров.

Уже потеряно ряд профильных институтов, оказывающих ранее неоценимую помощь. В области специального двигателестроения остался только ОАО НИИД в значительно урезанном состоянии. Ухудшилась информация о проводимых в стране работах в области ДВС. Журнал «Двигателестроение» выходит теперь раз в квартал. Нет обмена опытом и между предприятиями. Это теперь коммерческая тайна.

Вновь разрабатываемые двигатели должны иметь улучшенные характеристики по сравнению с имеющимися. Зачастую это требует применения и материалов с прогрессивными свойствами, а их нет. Даже ранее используемые материалы имеют тенденцию к ухудшению качества. Осо-

бенно это относится к РТИ. Затруднена их поставка. Программы выпуска ДВС упали, а, например, поставки металлопродукции производятся по старым транзитным нормам (вагонами).

В настоящее время успех разработки ДВС в большей степени зависит от уровня технологии. Это и продвинутость, и качество, а главное — сроки. Но все мы знаем, что основное количество имеющегося оборудования значительно устарело. Начавшееся переоснащение, к сожалению, опять замирает.

Тему развития двигателестроения обсуждать можно долго. Масса «больных» вопросов. Хочется надеяться на то, что настанут лучшие времена, и двигателестроение займет в стране опять подобающее ему место.

УДК 621.444

ПРОЕКТНАЯ РАЗРАБОТКА И ТЕХНОЛОГИЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ С ВНЕШНИМ ПОДВОДОМ ТЕПЛОТЫ, РАБОТАЮЩИХ НА БИОГАЗЕ

В.П. Бреусов, д.т.н., проф., М.И. Куколев, д.т.н., проф. кафедры ДВС
Санкт-Петербургский государственный политехнический университет

Внедрению двигателей с внешним подводом теплоты (ДВПТ) в России препятствуют практическое отсутствие действующих образцов, отсутствие опыта эксплуатации в составе автономных энергетических установок (ЭУ) и т. п.

Для преодоления этих препятствий необходимо найти такие области применения ДВПТ, где бы наглядно проявились их основные достоинства, позволяющие таким двигателям конкурировать с традиционными в составе ЭУ различного назначения.

Наличие внешнего контура подвода теплоты и герметичный внутренний контур позволяют осуществлять подвод теплоты практически от любого источника с высоким температурным потенциалом. Эта особенность ДВПТ обеспечивает возможность ЭУ работать без доступа атмосферного воздуха. Кроме того, «мягкость» рабочего цикла ДВПТ в сочетании с рядом специальных конструктивных мероприятий обеспечивает низкие уровни шума, вибраций и вредных выбросов.

Пока не представляется возможным спрогнозировать по времени детализированные денежные потоки доходов от применения ДВПТ в составе ЭУ. Для оценки их уровня в целом конкретизируем объемы потенциального рынка в его нескольких сегментах (таблица).

Область применения	Мощность, МВт	Объем рынка, шт.
Газопроводы: • защита от коррозии • системы автоматики и связи • обеспечение газоперекачивания	 0,003–0,005 0,02–0,03 0,5–1,5	 15 000 ~ 1000 —
Вахтовые поселки газовиков, нефтяников	0,1–0,2	~ 500
Сельхозобъекты	0,02–10	> 10 000
Отдаленные районы Севера	0,2–10	> 1000
Геологические и метеорологические объекты	0,2–10	> 100
Городские объекты автономного энергообеспечения (лечебные учреждения, охранные, банковские и т. п.)	0,04–10	> 5000
Муниципальные жилые помещения (многоквартирные дома жилой площадью до 40 000 м^2)	0,003–1,0	~ 7000

Условно можно оценить суммарный рынок ДВПТ мощностью от 1 до сотен кВт в 50 000 шт.

В настоящее время разработан проект двигателя с цилиндровой мощностью до 5 кВт (рис.). Двигатель работает за счет энергии от сжигания биогаза. В настоящий момент образец такого работающего двигателя существует в СПбГПУ в лаборатории ДВПТ при энергомашиностроительном факультете.

При разработке двигателя были решены следующие проблемы:

✓ выбор принципиальной кинематической схемы;

✓ выбор основных геометрических соотношений функциональных объемов;

✓ выбор конструкции теплообменных аппаратов.

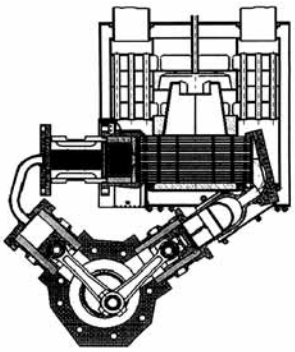


Рис. ДВПТ СПбГПУ

Сложность выбора кинематической схемы обусловливалась тем, что в отечественной практике имелись только лабораторные образцы ДВПТ разнообразных схем, причем созданные 15 лет назад и ранее.

При выборе конструктивных схем теплообменных аппаратов было отдано предпочтение трубчатой конструкции нагревателя и охладителя как наиболее надежным и высокоэффективным в изготовлении и эксплуатации.

Получившаяся конструкция ДВПТ состоит из высокотемпературного теплообменного блока с тепловыми трубами; рабочего контура, включающего полости расширения и сжатия нагревателя, регенератора и холодильника; механической части, включающей кривошипно-шатунный механизм, цилиндро-поршневую группу; электрической части, включающей электрическую машину мощностью 5 кВт, заключенную в специальный герметический корпус.

В заключение приведем некоторые технические характеристики разработанного в СПбГПУ ДВПТ:

✓ температура стенки нагревателя — 700 °С;

✓ среднее давление газа во внутреннем контуре — 50 МПа;

✓ тип рабочего тела ДВПТ — гелий (водород, воздух);

✓ диаметр цилиндров — 55 мм;

✓ термодинамический КПД — 40 %;
✓ срок службы до ремонта — 10 лет;
✓ масса — 30 кг;
✓ шумовая характеристика — 30–40 ДБ.

УДК 621.431

ТОПЛИВНАЯ И ВИБРОШУМОВАЯ ЭКОЛОГИЯ ТЕПЛОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

А.К. Бухаркин, д.х.н., Б.С. Крылов, к.т.н., Б.А. Зеленов, к.т.н., ФГУП «ЦНИИ материалов»
Л.А. Новиков, к.т.н., ООО «ЦНИДИ-Экосервис»
А.В. Юдкин, инж., ООО АТГ

В настоящей работе авторы сделали попытку обобщить ряд исследований, выполненных в разных научных центрах, казалось бы, по разрозненным проблемам, но в общем объединяемых единой задачей улучшения топливной и виброшумовой экологии тепловых двигателей. Результаты этих исследований могут быть полезными в двигателестроении.

Химическая регенерация тепла двигателей

Химическая регенерация тепла двигателя может быть реализована путем использования тепла отработавших газов для термокаталитической конверсии (эндотермических реакций) топлива с получением конечного продукта, состоящего из жидкой и газовой фаз с содержанием водорода. Благодаря разработке многофункционального металлического сплава со свойствами каталитической активности для реактора конверсии становится возможным проводить процесс без коксообразования и без использования водяного пара.

Образующаяся в результате подобного процесса и поступающая в камеру сгорания топливная смесь, состоящая из газообразных и жидких углеводородов, обладает более высоким начальным теплосодержанием (энтальпией), повышенной теплотворной способностью в сравнении с исходным жидким топливом. Тепловой КПД двигателя может, по предварительным расчетам, увеличиться на 25–30 %.

Одновременно с ростом КПД увеличивается полнота сгорания топлива за счет наличия в продуктах реакции газообразного водорода и других соединений, инициирующих сгорание жидких углеводородов топливной смеси.

Плазмохимическая очистка выбросов двигателей

К настоящему времени разработан метод очистки отработавших газов ДВС с применением объемного разряда холодной плазмы.

Разработаны прототипы одно- и многокамерного модуля реактора для автономной плазмохимической очистки отработавших газов дизельных бензиновых двигателей от токсичных соединений NO_x, CO, CH_x, на которых отработаны модельные элементы опытно-промышленного плазмохимического реактора, источники питания, принципы бесконтактных связей разрядных камер и другие элементы.

Плазмохимический реактор в модульном исполнении подтвердил свою работоспособность и обеспечил следующие показатели очистки отработавших газов при работе на стенде с дизелем мощностью 5 кВт:

- процесс восстановления NO_x достигал эффективности 60–62 % при объемной скорости 550 1/ч;
- процесс окисления CO и CH_x протекал с эффективностью выше 70–90 %;
- эффективность на режимах разгона дизеля

не была ниже 30–40 %.

Виброшумовая защита

К сплавам высокого демпфирования можно отнести сплавы ферритного класса типа Fe-Cr-Complex двойного функционального действия, которые обеспечивают виброакустическую и электромагнитную защиту при частоте нагружения (колебания) от единиц до миллионов Герц и напряжении от 3 до 200 МПа.

Многочисленными испытаниями было установлено, что при соблюдении определенных условий конструирования в изделиях достигается 2- и 4-кратный эффект демпфирования (снижения уровня вибраций).

Применение разработанных технических решений позволит существенно улучшить топливную и шумовую экологию двигателей, а также повысить их КПД.

УДК 621.431

КРИТЕРИИ ДЛЯ ОЦЕНКИ ВИБРОАКТИВНОСТИ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ

О.К. Безюков, д.т.н., проф.,
ГОУ ВПО Санкт-Петербургский государственный университет водных коммуникаций
О.В. Афанасьева
ГОУ ВПО Северо-Западный государственный заочный технический университет

Методы моделирования вибрационных процессов являются одним из важнейших инструментов исследования вибраций ДВС для большинства дизелестроительных фирм мира.

Для исследования вибраций дизелей и повышения эффективности информативности процесса их вибродиагностирования предлагается использовать методы теории подобия и анализ размерностей.

На основе теоретического анализа системы уравнений, описывающих колебания втулки цилиндра, используя методы теории подобия, получены следующие критерии:

➢ критерий подобия, позволяющий оценить влияние на уровень вибраций втулок и блоков цилиндров от перекладки поршня в тепловом зазоре:

$$\pi_1 = s\left(D_{вт} + kD_б\right)S_п^{-2} \cdot D_ц^{-2} \cdot p_z^{-1},$$

где $D_{вт}$ — жесткость втулки; $D_б$ — жесткость блока; $S_п$ — ход поршня; $D_ц$ — диаметр цилиндра; p_z — максимальное давление цикла; s — виброперемещение; k — эмпирический коэффициент, зависящий от конструктивных особенностей ДВС и демпфирующих свойств его материалов;

➢ критерий, позволяющий учитывать зависимость виброскорости от плотности материала и проводить замеры виброскорости на поверхности блока цилиндров:

$$\pi_2 = \rho \cdot h \cdot s \cdot n^2 \cdot p_z^{-1},$$

где h — толщина втулки; ρ — плотность материала; n — частота вращения коленчатого вала.

На основе анализа размерностей получен критерий подобия, позволяющий оценивать влияние на уровень вибраций втулок и блоков цилиндров от перекладки поршня в тепловом зазоре:

$$\pi_3 = (D_{вт} + c \cdot D_б)^{-1} \cdot N_{max}\delta,$$

где N_{max} — максимальное значение боковой силы; δ — величина зазора между тронком поршня и зеркалом втулки цилиндра; c — эмпирический коэффициент, зависящий от конструктивных особенностей ДВС и демпфирующих свойств его материалов.

Для определения зависимости уровня вибрации от вышеперечисленных факторов было построено критериальное уравнение виброскорости, которое зависит от интенсивности как механического, так и газодинамического воздействия на детали остова:

$$\overline{V} = C \cdot \omega \cdot S_п (p_z \cdot \rho^{-1} \cdot h^{-1} \cdot n^{-2})^r \left[D_{вт} + c \cdot D_б)^{-1} \cdot N_{max}\delta\right]^n \times$$
$$\times \left[(D_{вт} + k \cdot D_б)^{-1} \cdot S_п \cdot D_ц^2 \cdot p_z\right]^m.$$

Таким образом, получены безразмерные комплексы, отражающие вибрационные характеристики судового дизеля, позволяющие анализировать показатели виброактивности с учетом величин зазоров в кинематических парах, жесткости конструктивных элементов, параметров рабочего процесса, а также определять степень изношенности деталей, и, следовательно, существенно повысить информативность процесса вибродиагностирования ДВС.

УДК 621.431

РАСЧЕТ ОСЕВЫХ КОЛЕБАНИЙ: ПРАКТИЧЕСКАЯ НЕОБХОДИМОСТЬ ИЛИ ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ИЗОЩРЕННОСТЬ?

Румб В.К., к.т.н., проф. кафедры, СПб ГМТУ

Вопрос о необходимости расчета осевых колебаний валопроводов с ДВС дискутируется сравнительно давно, однако до сих пор на него нет однозначного ответа.

Пожалуй, первыми, кто основательно подошел к исследованию этих колебаний, были сотрудники фирмы «Fiat Gugliemotti» и «Maciotta». Они в 1970-е годы провели измерения осевых колебаний на 14-ти судовых установках с МОД. Измерялись колебания на свободном конце коленчатого вала и на гребном валу. Полученные экспериментальные результаты сравнивались с расчетными. Обнаруженные резонансы не представляли опасности для прочности коленчатого вала и валопровода.

Между тем автору известны два случая, когда осевые колебания становились причиной аварийных ситуаций. Так, на танкере проекта 05-55 дедвейтом 47,5 тыс. т с МОД 6ДКРН50/200 обнаружено два резонанса осевых колебаний: на 108 об/мин амплитуда носового конца коленчатого вала достигла 6,7 мм, а на 75 об/мин — 6,6 мм. Эти амплитуды существенно превышают допустимый разбег вала 0,93 мм, установленный заводом изготовителем дизеля. Во втором случае на танкере IBERIA с дизелем 6ДКРН42/136 вибрация в ходовой рубке превышала допустимый уровень. Расчеты показали, что источником вибрации были осевые колебания коленчатого вала, которые через упорный подшипник передавались корпусу судна. Частота вибрации 900 1/мин соответствовала резонансным колебаниям 6-го порядка главного дизеля.

Существуют и другие примеры, которые свидетельствуют об аварийных ситуациях по причине осевых колебаний. Поэтому можно утверждать: во-первых, осевые колебания реально существуют и представляют опасность для судового валопровода, во-вторых, им надо уделять внимания не меньше, чем крутильным колебаниям и, в-третьих, особенно опасны осевые колебания в судовых установках с длинноходными ДВС, у которых отношение *S/D* составляет 3–4,4. У таких двигателей отсутствует перекрытие шеек коленчатого вала, в результате его податливость в осевом направлении увеличивается и растет вероятность появления опасных резонансов.

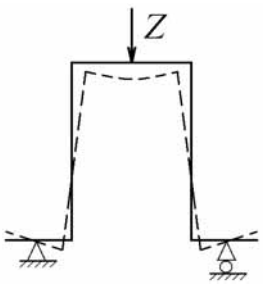


Рис. 1. Деформации колена вала

Своим появлением эти колебания обязаны переменным деформациям колена вала под действием радиальной силы Z (рис. 1). Деформация изгиба сопровождается продольным укорочением или удлинением колена, являющиеся главными движениями при осевых колебаниях. Эквивалентная этим движениям осевая сила T выражается через передаточную функцию k_e зависимостью $T = k_e \cdot Z$.

Расчеты крутильных и осевых колебаний имеют много общего. При расчете осевых колебаний судовой валопровод также заменяется дискретной моделью (рис. 2). Соответственно, дифференциальные уравнения, описывающие свободные и вынужденные осевые колебания, можно получить непосредственно из подобных

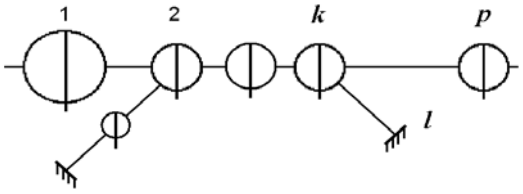


Рис. 2. Расчетная схема валопровода

уравнений для крутильных колебаний, если вместо угловых перемещений масс рассматривать перемещения линейные, моменты инерции масс заменить просто массами, а крутильные колебания податливости — осевыми податливостями. В отличие от крутильных, осевые колебания связаны с корпусом судна через упорный подшипник. На модели связь изображается в виде ответвления с осевой податливостью $e_{k,l}$. Ответвление заканчивается жесткой заделкой. Подобная связь валопровода с корпусом осуществляется демпфером осевых колебаний. На расчетной схеме он идеализирован ответвлением с тремя массами, причем крайняя масса имеет жесткое крепление.

Таким образом, расчеты осевых колебаний в вычислительном отношении не вызывают больших затруднений. Анализ выполненных автором расчетов показывает, что напряжения в валах от действия осевых колебаний малы, чтобы их использовать в качестве нормирующего параметра. Нормировать осевые колебания следует по амплитудам, например, по амплитуде носового

конца коленчатого вала.

В заключение еще раз отметим, что осевые колебания валопроводов являются причиной разнообразных аварий. Особенно опасными они становятся в установках с современными МОД, а поэтому для таких установок расчет осевых колебаний является практической необходимостью. Учитывая данный факт, некоторые классификационные общества уже включили в свои Правила соответствующие разделы, регламентирующие требования к расчету осевых колебаний, их измерению и контролю демпферов.

УДК 621.431

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ УСТАНОВОК АВТОНОМНОГО ЭНЕРГОСНАБЖЕНИЯ С ДВС

А.Н. Терехин, к.т.н., доц. ВИТУ, Санкт-Петербург
С.А. Черняев, А.В. Разуваев, к.т.н., доц., Ю.В. Орлов, ООО «БалЭСКО» г. Балаково

Внедрение технологий и различных систем, обеспечивающих повышение экономичности установок энергоснабжения объектов народного хозяйства и военной инфраструктуры, способствует решению глобальной проблемы современности — экономии запасов углеводородного топлива.

Данная проблема весьма актуальна в современных условиях финансового кризиса и реформы жилищно-коммунального хозяйства, где по разным оценкам от 50 до 70 % территории России не охвачены централизованным электроснабжением. А территория, не охваченная централизованным теплоснабжением, еще больше. Именно на этой огромной территории энергоснабжение обеспечивают более 50 тыс. электростанций на базе ДВС суммарной мощностью 17 000 МВт и более 200 тыс. котельных установок, суммарная теплопроизводительность которых составляет более 26 % от общего производства тепла в России [1].

В настоящее время энергия, как правило, вырабатывается путем сжигания углеводородного топлива. Поэтому увеличение энергопотребления вызывает прогрессирующий рост еще и вредных выбросов в атмосферу, загрязнение воды и поверхности суши, что не только усугубляет экологические проблемы, но и может привести к необратимым изменениям биосферы планеты. Как скоро это произойдет и что необходимо делать, чтобы приостановить данный процесс, зависит в первую очередь от эффективности сжигания углеводородного топлива. Соответственно необходима разработка и внедрение экономичных технологий энергопроизводства.

Проведенный анализ различных мероприятий позволили разработать комбинированную систему энергетической установки, позволяющую повысить ее эксплуатационную экономичность в рабочем диапазоне нагрузок.

Комбинированная система энергетической установки предусматривает:

➢ повышение температурного потенциала охлаждающей жидкости (система высокотемпературного охлаждения), которая позволяет

увеличить эффективность применения системы комплексной утилизации теплоты и обеспечить улучшение технико-экономических показателей энергоустановки при ее эксплуатации на малых и долевых нагрузках;

➢ применение системы внутренней утилизации теплоты — подогрев надувочного воздуха (ПНВ) на холостом ходу и малых нагрузках и улучшенная система воздухоснабжения в зоне номинальной нагрузки за счет подачи пара в проточную часть турбины турбокомпрессора, что позволяет повысить эффективность энергетической установки в широком диапазоне мощностей, в том числе и при работе с повышенными сопротивлениями газовоздушных трактов;

➢ применение внешней системы утилизации теплоты в ДВС с высокотемпературным охлаждением (ВТО) позволяет повысить КПД двигателя и эффективность применения системы комплексной утилизации теплоты в широком диапазоне мощностей функционирования энергоустановки.

В таблице представлены режимы работы энергетической установки с комбинированной системой утилизации теплоты.

Проведенные экспериментальные исследования энергетической установки с ДВС 6ЧН21/21 показали достаточную эффективность каждой из этих систем, при этом на холостом ходу экономичность увеличилась более чем на 8 %, в зоне

Система \ Режим		Холостой ход и малые нагрузки	Средние нагрузки	Большие нагрузки
Комбинированная система утилизации теплоты	Усовершенствованная система ВТО	+	+	+
	Малоинерционная система ПНВ	+	–	–
	Улучшенная система воздухоснабжения	–	–	+

малых нагрузок — на 2–7 %, при номинальной нагрузке — на 2–3 %. Оценочный годовой экономический эффект от повышения эксплуатационной экономичности энергетической установки с ДВС мощностью 500 кВт составляет 200 тыс. руб.

Система внешней утилизации теплоты позволила повысить коэффициент полезного использования тепла топлива как минимум в два раза.

Литература

1. Расширять фронт научно-исследовательских работ в отрасли // Двигателестроение. — 1979. — № 11. — С. 4–5.

2. *Разуваев А.В.* Повышение эффективности системы высокотемпературного охлаждения двигателей // Двигателестроение. — 1999. — № 2. — С. 9–11.

3. *Разуваев А.В.* Поршневые двигатели внутреннего сгорания с высокотемпературным охлаждением. — Саратов : Сарат. гос. техн. ун-т, 2001. — 128 с.

4. *Агафонов А.Н., Разуваев А.В.* Совершенствование характеристик энергетических установок на базе двигателей ЧН21/21 объектов малой энергетики. — Саратов : Сарат. гос. техн. ун-т, 2006. — 148 с.

УДК 621.431

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ТОПЛИВОПОДАЧИ В ДИЗЕЛЯХ СЕМЕЙСТВА ЧН26/26 С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПРОГРАММЫ CYBERDIESEL

В.В. Гаврилов, д.т.н., проф., СПбГУВК
В.Ю. Мащенко, асп., СПбГМТУ

Программа «CyberDiesel» наряду с внутрицилиндровыми процессами позволяет моделировать процесс топливоподачи на базе известной методики [1]. Результаты расчета по данной методике показали, что при некоторых специфических исходных данных модель реагирует на изменение длины топливопровода высокого давления (ТВД) неадекватно: с увеличением длины ТВД происходит существенное уменьшение максимального давления в полости штуцера топливного насоса высокого давления (ТНВД). Причина такой реакции — в неточности выражений для скоростей топлива в граничных сечениях ТВД, поскольку в них не учтены (приравнены к нулю) скорости движения топлива в полостях штуцера ТНВД и форсунки, что приводит к существенному занижению расчетного давления.

Авторами выполнено уточнение уравнений:

$$\left.\begin{aligned} w_{0,\tau+\Delta\tau} &= w_{0,\tau} + \frac{\Delta\tau}{\rho\Delta x}\left(p_{\text{ш},\tau} - p_{1,\tau}\right) + \frac{\Delta\tau}{\Delta x}\left|w_{\text{ш},\tau}\right|\left(w_{\text{ш},\tau} - w_{1,\tau}\right), \\ w_{n,\tau+\Delta\tau} &= w_{n,\tau} - \frac{\Delta\tau}{\rho\Delta x}\left(p_{\text{ф},\tau} - p_{n-1,\tau}\right) - \frac{\Delta\tau}{\Delta x}\left|w_{\text{ф},\tau}\right|\left(w_{\text{ф},\tau} - w_{n-1,\tau}\right) \end{aligned}\right\}$$

Условные обозначения переменных аналогичны принятым в [1]: w, p, r — соответственно скорость, давление и плотность топлива; τ, $\Delta\tau$ — соответственно текущее время и шаг расчета по времени; Δx — шаг расчета по длине ТВД; 0, 1, ..., n — номер расчетного сечения ТВД; индексы «ш» и «ф» — соответственно штуцер ТНВД и форсунка.

Результаты выполненных расчетов адекватно отражают влияние основных факторов на форму характеристик топливоподачи, максимальное давление и продолжительность впрыскивания.

Программа «CyberDiesel» успешно используется для моделирования топливоподачи в дизелях семейства ЧН26/26 (в том числе многофазного впрыска). Исследование проводится в рамках решения задачи оптимизации процессов смесеобразования и сгорания в дизелях [2].

Литература

1. Работа дизелей в условиях эксплуатации. / А.К. Костин, Б.П. Пугачев, Ю.Ю. Коченев; под ред. А.К. Костина. — Л. : Машиностроение, 1989. — 284 с.

2. *Гаврилов В.В.* Методы и средства повышения качества смесеобразования и сгорания в дизеле // Двигателестроение. — 2003. — № 3. — С. 27–31.

УДК 621.431

ТЕСТОВЫЙ МЕТОД ОЦЕНКИ ГАЗОПЛОТНОСТИ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ СУДОВОГО МАЛООБОРОТНОГО ДИЗЕЛЯ

А.А. Обозов, к.т.н.,
ЗАО УК «Брянский машиностроительный завод»

Разработанный *тестовый метод* оценки герметичности камеры сгорания (КС) судового малооборотного дизеля (МОД) основан на регистрации и анализе процесса изменения давления воздуха в цилиндре двигателя при проворачивании коленчатого вала валоповоротным устройством (выпускной клапан находится в закрытом состоянии; движение поршня осуществляется от НМТ к ВМТ). Непременное условие, которое должно быть выполнено при проведении данного теста: выпускной клапан цилиндра должен быть закрыт. При движении поршня от НМТ к ВМТ в момент достижения верхним поршневым кольцом верхней кромки продувочных окон начнется процесс вытеснения воздуха из цилиндра через имеющиеся неплотности КС и одновременно процесс сжатия воздуха в цилиндре дизеля, сопровождающийся повышением давления. В процессе сжатия температура воздуха в цилиндре будет повышаться, вследствие этого будет также происходить теплоотвод от воздуха в стенки камеры сгорания. Исследование выполнялось с привлечением метода математического имитационного моделирования рабочего процесса дизеля (по методике Б.М. Гончара, ЦНИДИ [1]). На рисунке показан характер изменения давления в цилиндре в функции от угла ПКВ при различных заданных «характеристических просветах Δ» между поршневым кольцом и втулкой цилиндра (черные точки иллюстрируют результаты, полученные в ходе эксперимента на испытательном стенде). В качестве диагностических параметров предложено использовать максимальное давление в цилиндре, зарегистрированное при проворачивании коленчатого вала p_{max} и угол ПКВ, соответствующий моменту достижения максимального давления в цилиндре φp_{max}.

Построение алгоритма диагностирования

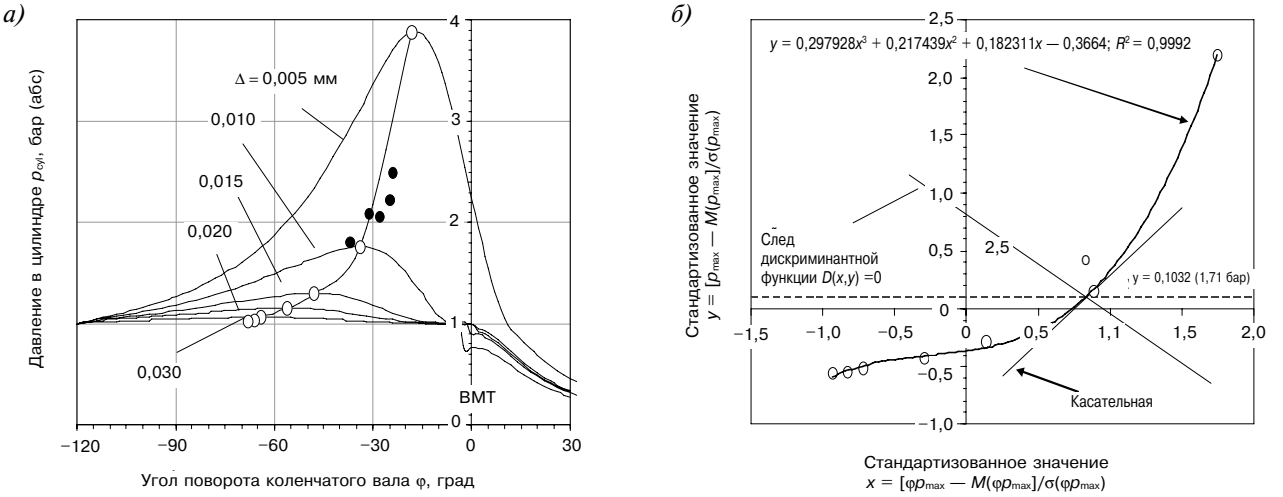


Рис. Иллюстрация изменения давления в цилиндре при проворачивании коленчатого вала валоповоротным устройством (*а*) и процедура поиска дискриминантной функции для диагностирования неисправности «нарушение герметичности КС» (*б*)

герметичности КС представляет собой поиск линейной дискриминантной функции, позволяющей распознать появление неплотности КС, который выполняется в следующей последовательности:

1 — нахождение порогового уровня параметра p_{max} (при проведении исследования получено $p^{кр}_{max} = 1{,}71$ бар), определяющего нижнюю границу 95 %-ного доверительного интервала для данного параметра;

2 — стандартизацию параметров и перестроение кривой, соединяющей точки $\{\varphi p_{max}, p_{max}\}$ в стандартизованных координатах (рис. 1. *б*)

3 — аппроксимацию кривой $y = f(x)$ полино-

$$x = \frac{\varphi p_{max} - M(\varphi p_{max})}{\sigma(\varphi p_{max})} \text{ и } y = \frac{p_{max} - M(p_{max})}{\sigma(p_{max})};$$

мом третьей степени и нахождение уравнения касательной к данной кривой в точке $p_{max} = p^{кр}_{max}$;

4 — восстановление в данной точке перпендикуляра к касательной.

Полученный перпендикуляр является дискриминантной функцией, с использованием которой возможно распознавание нарушений герметичности КС судового МОД. Правило принятия решения (правило постановки диагноза) имеет вид:

$D(x, y) > 0 \rightarrow$ принимается гипотеза о том, что газоплотность КС двигателя в норме;

$D(x, y) < 0 \rightarrow$ принимается гипотеза о том, что газоплотность КС нарушена.

Исследования были выполнены на судовом МОД марки 5S50MC-C (MAN B&W).

Литература

1. Гончар Б.М. Численное моделирование рабочего процесса по методу ЦНИДИ. Дизели: справочник / под ред. В.А. Ваншейдта [и др.]. — Л. : Машиностроение, 1977. — С. 87–96.

УДК 621.436

ОЦЕНКА ТЕХНИЧЕСКОГО УРОВНЯ И КАЧЕСТВА ДИЗЕЛЕЙ

О.К. Безюков, д.т.н., проф.,
ГОУ ВПО Санкт-Петербургский государственный университет водных коммуникаций
Д.А. Первухин, д.т.н., проф.,
ГОУ ВПО Северо-Западный государственный заочный технический университет
И.В. Ивашин, асп.,
ФГУП Внешнеэкономическое предприятие «СУДОЭКСПОРТ»

Качество дизелей — основных элементов судовых, тепловозных и промышленных энергетических установок, эксплуатируемых в настоящее время, может быть обеспечено только при условии соответствия действующих ГОСТов и отраслевых стандартов, регламентирующих их технический уровень и качество, требованиям современного уровня развития мирового дизелестроения и квалиметрии. Однако методологические подходы и численные значения показателей качества дизелей, характеризующих их свойства, представленные в существующих нормативных документах, разработанных 25–35 лет назад, в значительной степени устарели.

В частности, для оценивания технического уровня дизелей в настоящее время используется ограниченная совокупность разнородных, достаточно простых, имеющих физическую размерность показателей, которая не позволяет получить точную и достоверную информацию, необходимую для решения указанной задачи. В связи с этим необходимость обновления нормативной базы прежде всего путем создания новой карты технического уровня и качества дизелей, базирующейся на применении современных подходов к созданию системы показателей, более полно отражающих иерархию свойств, степень совершенства и технический уровень судовых дизелей, представляется весьма актуальной.

Для решения указанной задачи предлагается методика формирования карты технического уровня и качества дизелей с помощью критериев, разработанных с использованием теории подобия и анализа размерностей. Ее сущность заключается в составлении критериальных уравнений, получении безразмерных комплексных показателей и их свертке в интегральный (обобщенный) показатель, дающий наиболее полную оценку технического уровня дизеля.

Предлагаемая методика, позволяющая учитывать более 20 различных параметров, обеспечивает существенное повышение точности и достоверности оценивания технического уровня дизеля, а также объективности получаемых оценок за счет уменьшения объема экспертной информации.

УДК 621.431

НОВЫЙ МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОЙ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ВЯЗКОСТИ МОТОРНЫХ МАСЕЛ

А.Ю. Шабанов, А.Б. Зайцев, И.С. Кудинов
Санкт-Петербургский государственный политехнический университет

Очевидно, что для получения достоверных результатов математического моделирования одним из основных условий является прогнозирование изменения характеристик смазочных материалов при их работе в трибоузле.

Условия работы смазочных материалов во всех группах подшипников скольжения двигателя отличаются следующими особенностями:

— наличием переменных давлений;

— высоким и переменным уровнем температур моторного масла в сопряжении трения.

Понятно, что точность моделирования в таких условиях во многом определяется возможностью прогнозирования изменения кинематической и динамической вязкостей моторного масла, поскольку именно этот параметр является важнейшим для определения реальной несущей способности подшипника скольжения.

Действующие методы измерения (ГОСТ 33–82) предписывают измерение кинематической вязкости при двух температурах — 40 и 100 °С. Этот диапазон температур далек от реального рабочего. Пересчет же на реальные рабочие температуры предлагается производить, например, с помощью формулы Вальтера:

$$\lg\lg(\nu_t + 0{,}8) = A - B\lg t, \qquad (1)$$

где A и B — коэффициенты аппроксимации.

Результаты, полученные по формуле, обеспечивают точность только для минеральных масел и в диапазоне температур до 120–130 °С.

В настоящей работе авторы проанализировали погрешности формулы Вальтера при ее использовании в реальном диапазоне рабочих температур для сложных синтетических моторных масел, а также предложили свои формулы расчета кинематической вязкости.

В качестве объекта испытаний были выбраны восемь образцов современных полностью синтетических моторных масел групп SAE 5W30 и 5W40 API SL(SM)/CF — Shell Helix, Motul Ecoclean, Xenum, Luqui Moly, Marly Black Gold и Лукойл Синтетик.

С помощью модифицированной методики замера кинематической вязкости, были произведены измерения в диапазоне от 40 до 195 °С.

При высоких температурах выявлено завышение параметра на 5–20 % в основном рабочем диапазоне температур.

Подобные результаты неудовлетворительны, поскольку влекут за собой аналогичную ошибку в определении несущей способности подшипниковых узлов двигателя.

На основе анализа полученных результатов были предложены модифицированные формулы расчета кинематической вязкости моторного масла, адаптированные для работы при условиях высоких температур:

➢ формула Уббелоде–Вальтера:

$$\lg\lg(\nu_t + C) = A - B \cdot \lg t; \qquad (2)$$

определение коэффициентов по трем точкам;

➢ квадратичная зависимость:

$$\lg\lg(\nu t) = A + B \cdot t + C \cdot t^2, \qquad (3)$$

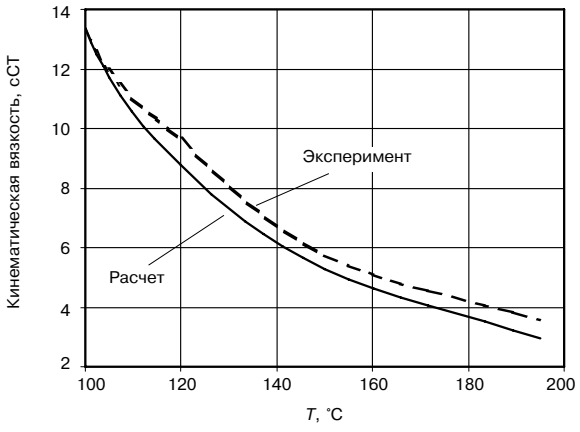


Рис. 1. Результаты сопоставления значений кинематической вязкости синтетических моторных масел, полученных по формуле Вальтера, и замеренных с помощью вискозиметра Пинкевича. Масло Лукойл Синтетик 5W-40

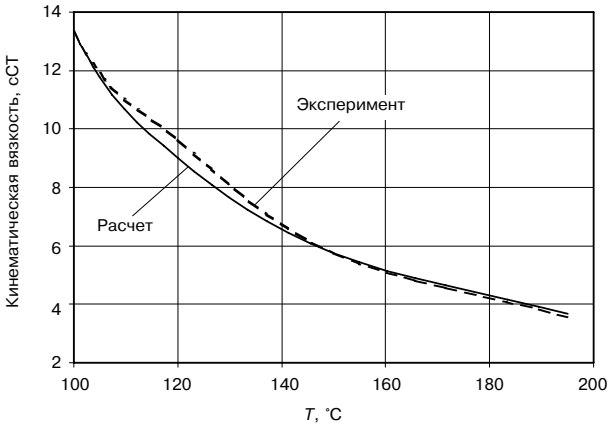


Рис. 2. Результаты сопоставления значений кинематической вязкости синтетических моторных масел, полученных с помощью квадратичной зависимости, и замеренных с помощью вискозиметра Пинкевича. Масло Лукойл Синтетик 5W-40

где ν_t — искомое значение кинематической вязкости при температуре t, сСт; t — температура, °С; A, B, C — коэффициенты аппроксимации.

Значения коэффициентов аппроксимации определяются по величинам кинематической вязкости моторного масла, определенных экспериментальным путем, например, при трех температурах 40, 100 и 150 °С.

Примененная квадратичная зависимость в правой части формулы Вальтера позволяет более точно аппроксимировать значения кинематических вязкостей при высоких температурах и при сложном характере протекания вязкостно-температурных характеристики сложных базовых синтетических масел.

Сопоставление результатов расчета и эксперимента показывает, что в результате применения модифицированных формул расчета кинематической вязкости в зоне рабочих температур узлов трения двигателя внутреннего сгорания для всех образцов сложных синтетических масел отклонение данных не превышает погрешности измерения вязкости.

Очевидно, что предложенная методика пригодна для расчета вязкости моторных масел любых видов и практически в любом температурном диапазоне, вплоть до температуры кипения масла. Минимальная погрешность аппроксимации кинематической вязкости, получаемая во всем диапазоне рабочих температур в трибосопряжениях высокооборотных двигателей, делает ее применимой при построении методов математического моделирования подшипников коленчатых валов и узлов трения цилиндропоршневой группы.

УДК 621.431

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА СТАРЕНИЯ ОХЛАЖДАЮЩИХ ЖИДКОСТЕЙ СУДОВЫХ ДВС

О.К. Безюков, д.т.н., проф., В.А. Жуков, О.В. Жукова
ГОУ ВПО Санкт-Петербургский государственный университет водных коммуникаций

Судовые ДВС оснащаются жидкостными системами охлаждения, теплообмен в которых сопровождается кавитационно-эррозионными разрушениями и образованием отложений. Интенсивность этих процессов определяется физико-химическими свойствами теплоносителя системы охлаждения.

Эффективным способом защиты элементов систем охлаждения является использование комплексных присадок к охлаждающей жидкости, в состав которых входят ингибиторы коррозии, поверхностно-активные вещества и водорастворимые полимеры. Под действием эксплуатационных факторов происходит снижение качества охлаждающей жидкости, в связи с чем возникает необходимость ее замены или восстановления требуемых свойств.

Требования, предъявляемые к охлаждающей жидкости, позволяют определить основные параметры, характеризующие ее эксплуатационные свойства. С учетом отраслевых требований и рекомендаций заводов-изготовителей ДВС уточнен список браковочных показателей, определена их значимость и установлены пороговые значения, при достижении которых необходимо осуществлять корректирующее воздействие на состав жидкости.

В качестве гипотезы причин старения присадок была принята термофлуктуационная теория разрушений, предложенная академиком С.Н. Журковым, в соответствии с которой разрушение происходит в результате теплового и механического воздействий. Следствием термомеханического воздействия является растяжение межатомных связей в молекулах веществ, входящих в раствор, межмолекулярных связей в макромолекулах полимеров и связей, удерживающих ПАВ в мицеллярных образованиях. В системах охлаждения преобладает турбулентный режим течения, сопровождающийся интенсивным перемешиванием жидкости с пульсациями скоростей и давлений. Наряду с основным продольным перемещением жидкости наблюдаются поперечные перемещения и вращательные движения отдельных объемов жидкости. В течениях образуются многочисленные вихри, вследствие чего гидродинамические и термодинамические характеристики испытывают хаотические флуктуации.

Результаты обработки экспериментов, проведенных для определения динамики изменения свойств жидкостей с присадками, позволили получить систему трехфакторных регрессионных уравнений, описывающих изменения основных эксплуатационных свойств охлаждающих жидкостей с течением времени под действием тепловых и механических воздействий. Полученные уравнения подтверждают справедливость применения термофлуктуационной теории разрушений для объяснения природы деструкции присадок.

Предложенная математическая модель старения охлаждающих жидкостей рекомендуется для разработки указаний по совершенствованию эксплуатации судовых ДВС, обслуживанию систем охлаждения и технологии использования присадок.

УДК 621.431

ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГАЗОДИНАМИКИ И ТЕПЛООТДАЧИ ВО ВПУСКНОМ ТРАКТЕ ПОРШНЕВОГО ДВС

Л.В. Плотников, асп., Б.П. Жилкин, д-р ф.-м. н., проф.
ГОУ ВПО Уральский государственный технический университет — УПИ им. первого президента России Б.Н. Ельцина

Сведения о газодинамике и теплоотдаче во впускном тракте поршневого ДВС в реальных условиях (пульсирующий поток) весьма ограничены.

Основной целью работы было получение дополнительных данных о динамических характеристиках процесса впуска и разработка способа увеличения объемного расхода V через цилиндры двигателя путем формирования во впускном канале стабилизирующих вихревых структур с помощью поперечно-профилированных вставок.

Для экспериментального исследования газодинамики и локальной теплоотдачи в процессе впуска были разработаны методики, спроектирована и изготовлена установка, которая представляет собой натурную модель ДВС размерности S/D = 71/82 мм, приводимая во вращение регулируемым асинхронным двигателем.

Было установлено, что после закрытия впускного клапана наблюдаются сильные возвратно-поступательные колебательные явления потока воздуха во впускном тракте ДВС. При этом они наиболее сильны при круглом поперечном сечении, тогда как при использовании квадратной и особенно треугольной вставки они менее выражены. Физическая сущность этого процесса связана со стабилизирующим влиянием продольных вихревых структур, образующихся в углах треугольного и квадратного профилей [1].

Основным техническим параметром, определяющим качество процесса впуска, является расход воздуха через впускную систему ДВС, поскольку он определяет мощность и динамику двигателя.

Было установлено (рис. 1), что наибольший объемный расход воздуха через впускную систему при всех частотах вращения коленчатого вала получается при применении вставки с треугольным поперечным сечением. Вероятно, обсуждаемый эффект вызван упомянутым стабилизирующим влиянием вихревых структур, которые наиболее развиты для треугольного профиля, имеющего острые углы.

Для установления влияния нестационарности течения на теплообмен проводились исследования мгновенной локальной теплоотдачи во впускном тракте поршневого ДВС в статическом и динамическом режимах продувки. При статическом режиме впускной клапан отсутствовал, а движение воздуха создавалось небольшим эксгаустером, отсасывающим воздух из полости

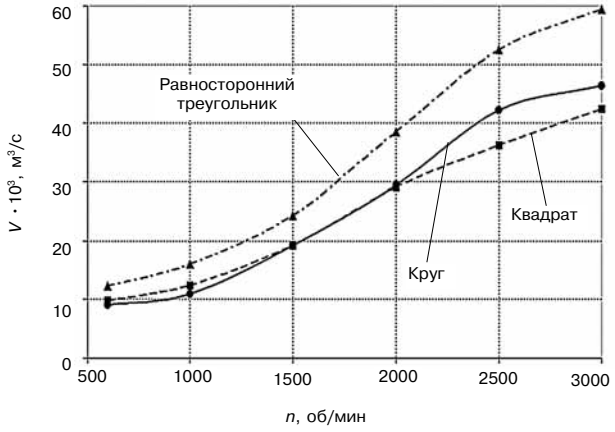


Рис. 1. Зависимость объемного расхода воздуха V через впускную систему с вставками с различной формой поперечного сечения от частоты вращения коленчатого вала n

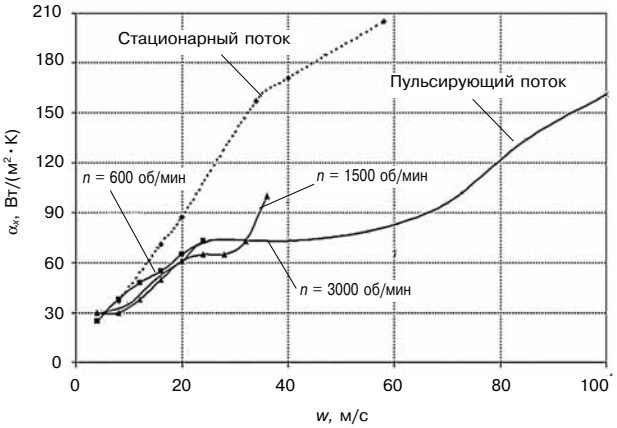


Рис. 2. Зависимость локального (110 мм от входа во впускной тракт) коэффициента теплоотдачи α_x от скорости потока воздуха w при разных режимах

цилиндра. В динамическом режиме клапаны открывались и закрывались согласно штатным фазам газораспределения.

Сопоставление величин локальных коэффициентов теплоотдачи в статическом и в динамическом режимах показало (рис. 2), что при одной и той же скорости потока воздуха во впускном тракте ДВС нестационарность приводит к сильному снижению теплоотдачи, которое может достигать в сравнении со стационарным течением 2,5 раз.

Литература

1. Кутателадзе С.С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление: справочное пособие. — М. : Энергоатомиздат, 1990. — 367 с.

УДК 621.431

МЕТОДИКА КОНТРОЛЯ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА МАЛООБОРОТНЫХ ДВС

С.А. Пальтов, асп.
Государственная Морская академия им. адм. С. О. Макарова

Предлагается двухуровневая методика контроля показателей рабочего процесса.

Преимуществами данной методики являются:

➢ простота использования и компактность благодаря двухэтапной оценке параметров рабочего процесса;

➢ оценка отклонений параметров рабочего процесса относительно средних по двигателю исключает необходимость учитывать влияние режима работы двигателя на процессы в отдельных цилиндрах;

➢ возможность применения для различных типов двигателей.

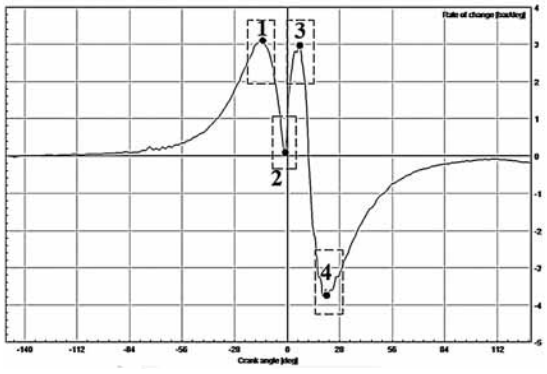


Рис. 1 Дифференциальная составляющая индикаторной диаграммы с характерными точками

Таблица 1

Таблица идентификации нарушения рабочих процессов в целом по двигателю

Неисправности	p_s	p_i	T_{ex}
Загрязнение фильтра компрессора. Дополнительный признак: Перепад давлений на фильтре компрессора (нормальное 50–60 мм вод. ст)	−1	0	+1
Загрязнение проточной части компрессора	−1	0	0
Загрязнение соплового аппарата турбины	+1	0	+1
Загрязнение выпускного клапана	0	0	+1
Высокое противодавление за турбиной Дополнительный признак: давление газа перед утилизационным котлом (нормальное 2–3 кПа)	−1	0	+1

На первом этапе производится оценка качества протекания рабочего процесса в целом по двигателю. Оценивается соответствие энергетических параметров и параметров тепловой напряженности двигателя проектным значениям в зависимости от нагрузки. Данный этап служит для выявления неисправностей в системе воздухоснабжения. По результатам индицирования и показаниям контрольно-измерительных приборов двигателя записываются средние значения параметров p_s (давление наддува), T_{ex} (температура отработавших газов), p_i (среднее индикаторное давление), УН (указатель нагрузки) для того или иного режима. Затем эти экспериментальные точки наносятся на номограммы $p_i = f$(УН), $p_s = f$(УН), $T_{ex} = f$(УН) при данной нагрузке.

Если результаты оценки параметров рабочего процесса в общем по двигателю дали положи-

Таблица 2

Таблица идентификации нарушения рабочих процессов по отдельным цилиндрам

Неисправности	p_{comp}	p_{max}	p_i	T_{ex}	p_{ex}	dp/dφ			
						т.1	т.2	т.3	т.4
Рабочий процесс в цилиндре протекает нормально	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Нарушение плотности цилиндра (прогорание выпускного клапана или поломка поршневых колец)	−1	−1	−1	+1	-1	−1	0	+1	−1
Слишком ранний впрыск и воспламенение топлива	0	+1	+1	0	0	0	+1	+1	+1
Слишком поздний впрыск и воспламенение топлива	0	−1	−1	0	0	0	−1	−1	−1
Уменьшена цикловая подача топлива (цилиндр недогружен, неисправен ТНВД)	0	−1	−1	−1	−1	0	0	−1	0
Увеличена цикловая подача топлива (неправильная регулировка ТНВД)	0	+1	+1	+1	+1	0	0	+1	0
Плохое сгорание топлива (неисправность форсунки)	0	−1	0	0	0	0	0	−1	+1

тельный результат, т. е. контролируемые параметры p_s, T_{ex}, p_i не отклоняются от заданной нормы, то выполняется переход ко второму этапу — контролю показателей рабочего процесса по отдельным цилиндрам двигателя. На данном этапе осуществляется контроль регулировок и неисправностей топливной аппаратуры по цилиндрам двигателя, а также неисправности ЦПГ (цилиндро-поршневой группы), которые невозможно выявить при контроле на первом этапе. В качестве диагностических параметров здесь используются как общеизвестные параметры (p_{comp}, p_i, p_{max}, T_{ex}), так и новые, в частности экстремумы дифференциальной составляющей индикаторной диаграммы ($dp/d\varphi$) (рис. 1) и показатель значение давления при 36° после ВМТ (p_{ex}).

Автором был выполнен анализ влияния различных неисправностей на показатели рабочего процесса с помощью математической модели, предложенной в пособии [1, 2]. По результатам моделирования была составлена диагностическая таблица отклонения диагностических параметров от нормы при возникновении той или иной неисправности (табл. 1, 2). Для облегчения анализа технического состояния двигателя используется кодирование информации. Если параметр превышает допустимый предел, то этому событию приписывается код [+1], если располагается ниже допустимого предела — код [−1]. При попадании точки в поле допустимых значений записываем код [0].

Литература

1. *Пунда А. С.* Расчет индикаторной диаграммы судового дизеля и эмиссии окислов азота с отработавшими газами: учебное пособие. — Изд. ГМА, 2000. — 36 с.

2. *Пунда А. С.* Численное моделирование рабочих процессов судовых дизелей: учеб. пособие. — М. : Мортехинформреклама, 1995. — 64 с.

УДК 621.431

МОДЕРНИЗАЦИЯ ФОРСУНКИ В ЦЕЛЯХ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ РАСПЫЛИВАНИЯ ТОПЛИВА

В.А. Жуков, С.В. Корытов
ГОУ ВПО Рыбинская государственная авиационная технологическая академия им. П.А. Соловьева

Предложен способ подачи топлива, заключающийся в том, что путем изменения проходного сечения распыливающего канала форсунки обеспечивается необходимое качество распыливания подаваемой порции топлива в камеру сгорания двигателя. Для реализации этого способа разработана конструкция форсунки с электромагнитным приводом запорного элемента, при перемещении которого образуется профилированный щелевой канал, обеспечивающий требуемую геометрическую форму факела распыленного топлива для всех значений цикловых подач.

Форсунки должны обеспечить необходимую дисперсность распыливания жидкого топлива и сформировать необходимый для конкретной камеры сгорания факел распыленного топлива, обеспечить точность дозирования цикловой подачи. Высокое быстродействие форсунок, выполненных на уровне макетных образцов, обеспечивают продолжительность подачи в объеме 200 мм^3 за период 0,5–0,6 мс.

Форсунка работает при включении в топливную систему с постоянным рабочим давлением 25–30 МПа, которое обеспечивает надежное запирание форсунки гидравлическим способом и создает необходимые условия для получения требуемых параметров впрыска в начальной и конечной фазах (обеспечивает крутизну фронтов). При перемещении запорного элемента форсунки от действия привода происходит изменение давления в рабочей камере форсунки, которое способствует повышению среднего давления впрыска до необходимого значения (40–50 МПа).

Форсунка имеет малые габариты и вес, обеспечивает высокое быстродействие: частота срабатывания макетных образцов достигает 100–130 Гц при продолжительности подачи за цикл не более 0,5 мс. Потребляемая мощность на привод форсунки не более 20 Вт.

Численное моделирование в среде FlowWorks и натурный эксперимент показали, что форсунка предложенной конструкции обеспечивает качественное распыливание топлива во всем диапазоне цикловых подач с дисперсностью, превышающей аналогичный показатель для серийно выпускаемых форсунок. Разработана система топливоподачи с модернизированной форсункой.

УДК 621.431

НОВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ ДЛЯ ДОСТИЖЕНИЯ ПЕРСПЕКТИВНЫХ НОРМ ВРЕДНЫХ ВЫБРОСОВ ДИЗЕЛЕЙ

Л.А. Новиков, к.т.н., доц.
ООО «ЦНИДИ-Экосервис»

Требования к показателям выбросов

Суммарная установленная мощность находящихся в эксплуатации транспортных и стационарных двигателей составляет приблизительно 1400 млн кВт, что в 5,5 раз превышает установленные мощности всех ТЭЦ. Двигатели потребляют более 80 % жидкого нефтяного топлива, которого по официальным статистическим данным производится в России более 70 млн т. (около 27 млн т бензинов и авиационного керосина и 48 млн т дизельного и моторного топлива), а также 0,9 млн т смазочного масла. В результате сжигания этого количества топлива в атмосферу выбрасывается более 10 млн т вредных веществ. На двигатели судового, тепловозного и промышленного применения приходится около 11 % глобальных выбросов. При этом загрязнение воздуха выбросами автомобилей доминирует в городах (по разным оценкам от 80 до 90 %), в то время как вблизи портов, крупных железнодорожных узлов, в промышленных зонах подобный локальный уровень загрязнения создается выбросами дизелей судового, тепловозного и промышленного применения.

Экологическая безопасность двигателей оценивается нормируемыми и ненормируемыми компонентами, опасность которых общепризнана. Нормируемые показатели определяются техническим уровнем двигателей и их предельные значения установлены международными и национальными стандартами. Динамика изменения норм вредных выбросов рассматриваемого класса дизелей на ближайшую перспективу, в области применения международного права (ИМО, ЕС), представлена в табл. 1 и 2.

Таблица 1

Нормы выбросов NO_x для судовых дизелей (Приложение VI МАРПОЛ 73/78)

Период действия	e_{NOx}, г/кВт·ч при номинальной частоте вращения n, об/мин			Испытательная процедура
	≤ 130	от 130 до 2000	≥ 2000	
01.01.2000-01.01.2011 (Tier I)	17,0	$45 \cdot n^{-0,2}$	9,8	4-ступенчатые циклы E2, E3 (ISO 8178/4) цикл D2
01.01.2011-01.01.2014 (Tier II)	14,4	$44 \cdot n^{-0,23}$	7,7	
После 01.01.2014* (Tier III)	3,4	$9 \cdot n^{-0,2}$	2,0	

* В зонах контролируемых выбросов.

Таблица 2

Нормы выбросов ЕС для тепловозных дизелей (Директива 2004/26/ЕС)

Год	Номинальная мощность P_e, кВт	Выбросы, г/кВт·ч				Испытательная процедура
		NO_x	CH	CO	PM	
Тепловозы						
2007	От 130 до 560	4,0		3,5	0,2	3-ступенчатый цикл F (ISO 8178)
2009	От 560 до2000	6,0	0,5	3,5	0,2	
2009	Более 2000	7,4	0,4	3,5	0,2	
2012	Более 130	4,0		1,5	0,025	
Автомотриссы						
2006	Более 130	4,0		3,5	0,2	8-ступенчатый цикл C1 (ISO 8178/4)
2012	Более 130	2,0	0,19	1,5	0,025	

Выполненные нами расчеты образования вредных выбросов в дизелях и многочисленные эксперименты показали, что совокупный эффект по снижению выбросов, полученный за счет совершенствования конструкции камеры сгорания и систем двигателя, улучшения качества топлива, позволяет обеспечить соответствие нормам, вводимым в действие в 2009–2011 гг. Однако после 2012–2014 гг. достижение установленных пределов возможно только за счет эффективных технологий очистки газов.

Перспективные технологии очистки газов

Перспективная технология плазменно-химической очистки газов находится пока в стадии лабораторных экспериментальных исследований, однако в научном заделе нашей компании имеются более глубоко проработанные технологии, близкие к промышленному внедрению.

Для обеспечения работоспособности и сохранения высокой эффективности катализаторов создана система защиты катализаторов, обеспечивающая коагуляцию, улавливание и дожигание сажи. Устройство, в котором накапливаются частицы, выполнено из пенометалла ячеистой структуры и фильтроэлемент периодически регенерируется за счет разогрева токами высокой частоты (ТВЧ).

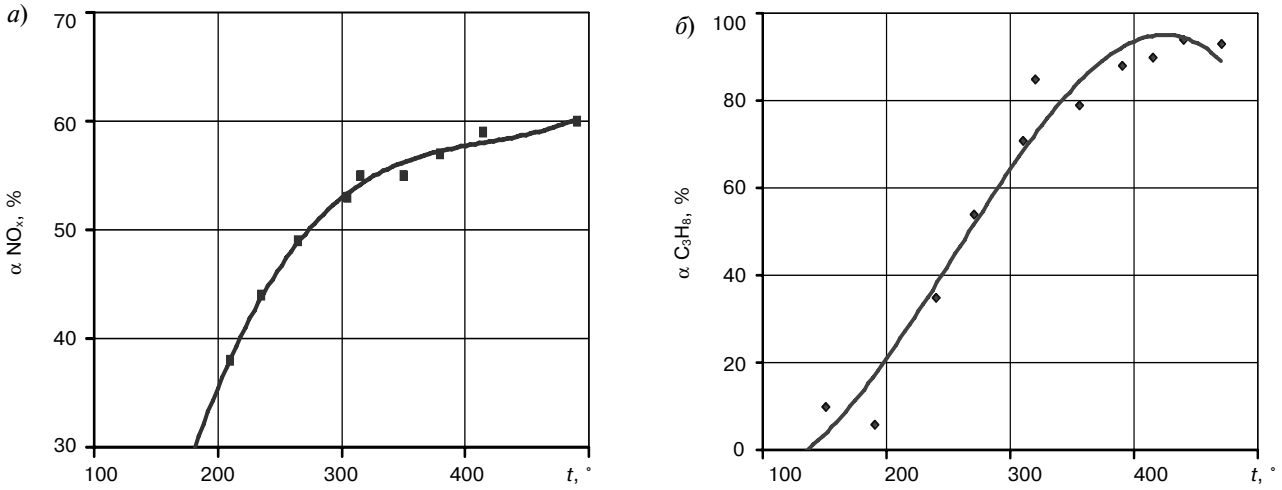


Рис. 1. Эффективность SCR-CH процесса в газодизеле 4Ч10,5/13 мощностью 30 кВт (NO_x = 700−1100 ppm, C_3H_8 = 0,77 %, *Vexh* = $4{,}8 \cdot 10^4$ 1/ч):

а — конверсия NO_x; *б* — конверсия пропана

В дополнение к традиционным технологиям, таким как селективное каталитическое восстановление NO_x аммиаком (SCR-процесс), продолжают развиваться новые технологии очистки отработавших газов, обладающие лучшими эксплуатационными свойствами. Для применения в газовых двигателях имеет отличные перспективы использования процесс каталитического восстановления NO_x пропаном (SCR-CH процесс). Его эффективность (рис. 1) несколько уступает процессу с аммиаком, но бесспорными преимуществами являются применение промышленно освоенных катализаторов и отсутствие токсичного восстанавливающего реагента, расход которого в SCR-процессе составляет 5−7 % от расхода топлива.

Для применения в дизелях разрабатываются параметры процесса и рецептура катализаторов для каталитического восстановления NO_x компонентами дизельного топлива. Возможность применения в реакции восстановления NO_x паров дизельного топлива имеет реальную перспективу массового использования таких реакторов для очистки газов на транспорте, в отличие от SCR-реакторов с аммиаком.

Резюме

Проблема достижения действующих технических нормативов выбросов вредных веществ и дымности отработавших газов современных российских двигателей является комплексной и ее решение требует совместных усилий конструкторов, производителей двигателей и производителей топлива.

Возможности сокращения выбросов вредных веществ и дымности отработавших газов современных двигателей, работающих на нефтяном топливе, приближаются к своему пределу.

Независимо от вида топлива, сгорающего в поршневой машине, актуальность разработок в области создания новых технологий очистки газов возрастает. При этом преимущественное развитие получат технологии, не использующие в процессе очистки газов дефицитных материалов и дополнительных реагентов.

Литература

1. *Новиков Л.А.* Основные направления создания малотоксичных транспортных двигателей // Двигателестроение. — 2001. — № 2−3. — С. 21−27, 32—34.

2. *Кулешов А.А., Новиков Л.А.* Создание малотоксичных дизелей для горно-транспортной техники // Горный журнал. — 2002. − № 11−12. — С. 65−70.