

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 циклическостью 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

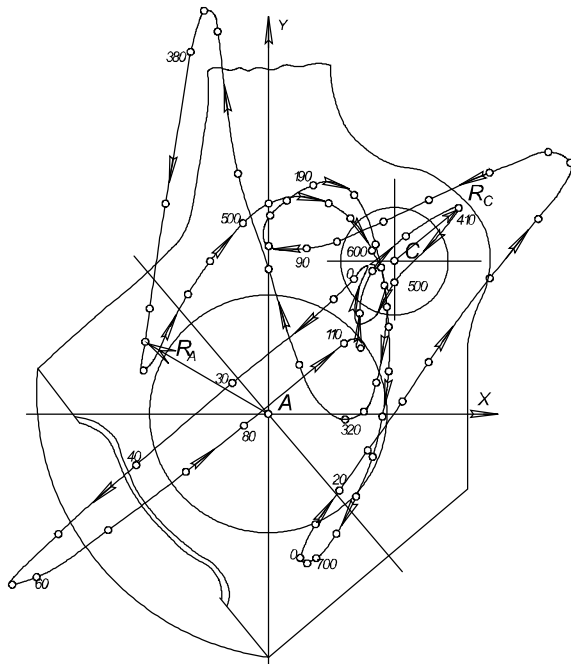


Рис. 1. Векторные диаграммы усилий на кривошипную головку шатуна двигателя 16CH26/26 и эпюры максимальных и минимальных напряжений в сечениях

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.

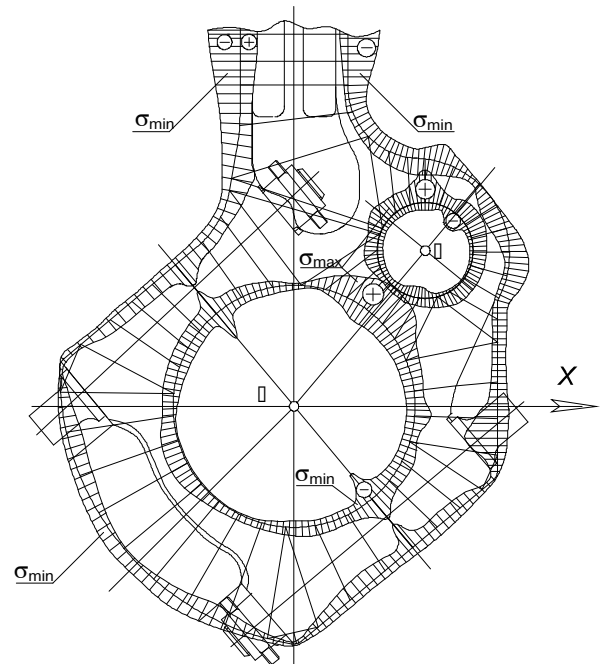
Аналогичным образом осуществляется расчет коленчатого вала, блока цилиндров, подшипниковых узлов, где для получения максимальных размахов переменных напряжений в опасных сечениях необходимо рассматривать множество нагрузочных состояний в пределах рабочего цикла двигателя с интервалом $5-10^\circ$ по 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

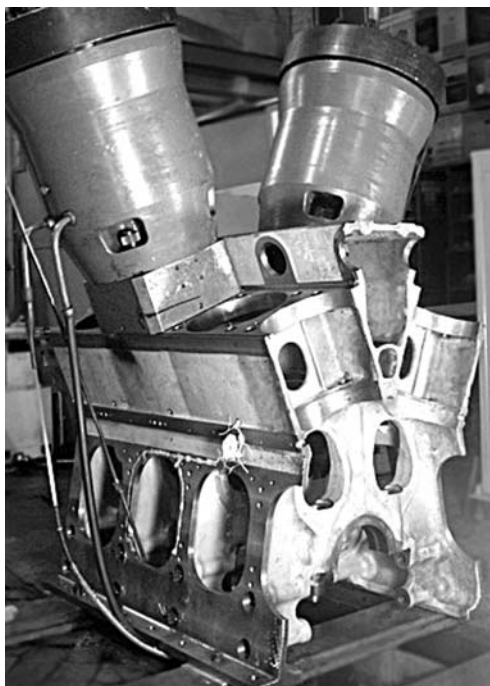


Рис. 2. Стенд для усталостных испытаний блока цилиндров дизеля 16ЧН26/26

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 (ответ-

ственной) 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 $n = N_{пр} / N_p$ [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 единственным 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 малоциклового 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 цилиндрической 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 несоосности деталей; силы веса и др.

Статическая несущая способность обычно оценивается коэффициентом запаса прочности по пластическим деформациям – пределу текучести σ_T (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

Таблица 2

Результаты расчета запасов прочности

Обозначения	Расчетные сечения		
	точка 1 сечение А-А	точка 3 сечение Б-Б	точка 4 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
σ_m	$\sigma_{зат}$	301,0	260
	$\sigma_{вв}$		42
Запасы циклической прочности			
n_{min}	2,1	1,48	1,68
Запасы по максимальным напряжениям			
n_{min}	1,34	1,64	4,95

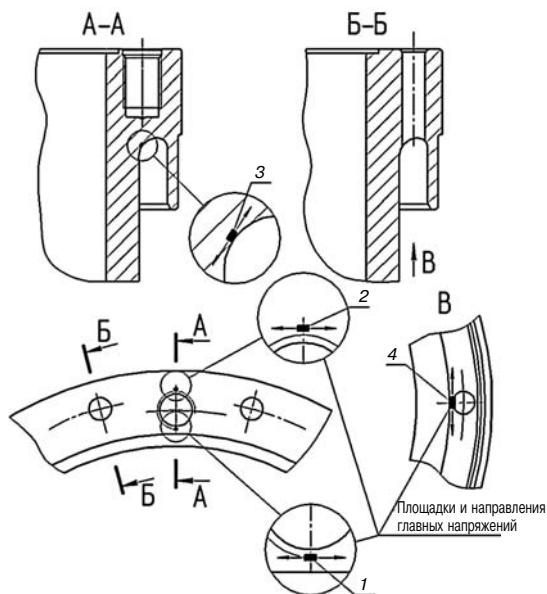


Рис. 3. Расчетные сечения верхнего пояса втулки цилиндра двигателя 16ЧН26/26

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) $\sigma_{монт} \geq \sigma_t$ 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

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 $\sigma'_{дл, \tau}$, 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 Старожилковского 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*