На правах рукописи

Матисен Александр Борисович

# РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ПРОЧНОСТНОГО АНАЛИЗА ШАТУНОВ ТРАНСПОРТНЫХ ФОРСИРОВАННЫХ ДИЗЕЛЕЙ НА БАЗЕ ДВУХУРОВНЕВОЙ СИСТЕМЫ РАСЧЕТНЫХ МОДЕЛЕЙ

05.04.02 – Тепловые двигатели
01.02.06 – Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук

12 АПР 2012

Москва – 2012

005019899

Работа выполнена в Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана

| | |
|---|---|
| Научный руководитель: | доктор технических наук, профессор Чайнов Николай Дмитриевич |
| Научный консультант: | доктор технических наук, профессор Салтыков Михаил Алексеевич |
| Официальные оппоненты: | доктор технических наук, профессор Станкевич Игорь Васильевич |
| | кандидат технических наук, Панин Валерий Иванович |
| Ведущее предприятие: | Открытое акционерное общество «Владимирский моторо-тракторный завод» (ОАО «ВМТЗ») |

Защита диссертации состоится «17» мая 2012 г. в 14 ч. на заседании диссертационного совета Д 212.141.09 при Московском государственном техническом университете им. Н. Э. Баумана по адресу: 105005, Москва, Рубцовская наб., д. 2/18, Учебно-лабораторный корпус, ауд. 947

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГТУ им. Н.Э.Баумана.

Ваши отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью учреждения, просим направлять по адресу: 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д.5, МГТУ им. Н. Э. Баумана, ученому секретарю диссертационного совета Д 212.141.09.

Автореферат разослан «4» апреля 2012 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета,
кандидат технических наук,
доцент Тумашев Р.З

# ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Повышение эффективности, агрегатной мощности и уменьшение металлоемкости современных дизелей при сохранении, и особенно при желаемом увеличении надежности и долговечности, требуют проведения расширенного комплекса научно-исследовательских работ по обеспечению прочности всех входящих в изделие узлов и деталей при возможно полном охвате факторов и условий их нагружения. Интенсивный рост рабочих нагрузок требует повышенного внимания к звеньям, входящим в шатунно-поршневую группу, в том числе – к шатуну.

Надежная работа дизеля на современном этапе развития двигателестроения в значительной степени зависит от безотказности каждого из входящих в конструкцию элементов. Вероятность их повреждения должна быть особенно низкой при множественности однотипных элементов в составе конструкции. Исходя из этих положений, одним из важных вопросов, стоящих на пути успешного решения указанных задач, является недостаточное развитие методов и средств исследования прочности элементов шатуна, работающих в сложных условиях динамического нагружения в каждом рабочем цикле двигателя.

В соответствии со своим назначением и выполняемыми функциями шатун должен обладать достаточным запасом служебных свойств, характеризуемых такими показателями как циклическая прочность, жесткость упругого контура постели подшипника, сопротивление изнашиванию опорных поверхностей от рабочих воздействий в течение всего срока службы или заданных межремонтных периодов, полная замкнутость разъемных неподвижных соединений. Следует особо отметить, что разрушение шатуна приводит не только к потере работоспособности двигателя, но и из-за накапливаемой в нем большой кинетической энергии представляет реальную опасность для обслуживающего персонала и конструкций всей силовой установки.

Поэтому, несмотря на то, что исследованием и доработкой шатунов занимаются уже много лет, работы по созданию и совершенствованию расчетных и экспериментальных методов исследования с целью рационального проектирования шатунов сохраняют свою актуальность.

Цель работы: разработка методики двухуровнего расчета напряженно-деформированного состояния шатунной группы на базе поэтапной реализации макроэлементной и конечно-элементной моделей с последующей оценкой запасов циклической прочности.

Методы исследований. Для решения поставленной задачи применялся комплексный подход, основанный как на расчетных, так и на экспериментальных исследованиях. Расчеты выполнялись методом конечных элементов в программной среде ANSYS. Экспериментальные исследования были выполнены на ОАО «Коломенский завод».

Научная новизна. Разработана двухуровневая система прочностного анализа шатунной группы поршневых двигателей, включающая макроэлементную и объемную конечно-элементную модели, объединенные в единый расчетный алгоритм.

Достоверность результатов разработанной системы двухуровневого расчета шатунов подтверждена сходимостью расчетных результатов с экспериментальными.

Практическая ценность состоит в создании расчетной методики, реализующей разработанную автором двухуровневую систему прочностного анализа, и получении автором расчетных и экспериментальных результатов по величинам напряжений и деформаций в шатунах форсированных тепловозных дизелей.

Реализация работы. Результаты работы использованы при проектировании шатунной группы дизелей ОАО «Коломенский завод» для оценки их циклической прочности и в научно-исследовательских работах, проводимых ГНУ НИИЭМ МГТУ им. Н.Э. Баумана для ОАО «Коломенский завод».

Апробация работы. Основные результаты диссертационной работы были доложены:

1. На научно-технической конференции «Луканинские чтения. Проблемы и перспективы развития автотранспортного комплекса» (Москва, 2003).

2. На юбилейной международной научно-технической конференции, посвящённой 90-летию Самарского Государственного Технического Университета «Актуальные проблемы надежности технологических, энергетических и транспортных машин» (Самара, 2003).

3. На IX Международном конгрессе двигателестроителей (Украина, Рыбачье, 2004).

4. На научно-технической конференции «2-е Луканинские чтения. Пути решения энергоэкологических проблем в автотранспортном комплексе» (Москва, 2005).

5. На Международном симпозиуме «Образование через науку», посвященном 175-летию МГТУ им. Баумана (Москва, 2005).

6. На научно-технической конференции «5-е Луканинские чтения. Решение энергоэкологических проблем в автотранспортном комплексе» (Москва, 2011 г.)

Публикации. Результаты выполненной диссертационной работы отражены в девяти научных работах, из них три работы в журналах, входящих в перечень ВАК.

Объем работы: диссертационная работа содержит 122 страницы текста, 41 рисунок, 5 таблиц, состоит из введения, четырех глав, заключения, списка литературы, включающего 103 наименования, 2-х приложений.

## СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении содержится краткое обоснование выбора целей исследования, приводятся сведения об объеме фактического материала, положенного в основу работы.

Первая глава содержит обзор конструкций шатунов современных среднеоборотных дизелей, методов расчета напряженно-деформированного состояния шатунов и методов оценки их циклической прочности.

Приведено описание конструкций шатунов современных среднеоборотных двигателей, указаны преимущества и недостатки каждой из конструкций. В качестве наиболее распространенной и перспективной для V-образного исполнения указана конструкция с рядом стоящими шатунами.

Расчетам на прочность шатунов посвящено большое количество работ отечественных и зарубежных ученых. Следует отметить работы Р.С. Кинасошвили, Ф.Ф. Симакова, М.А. Салтыкова, А.А. Чапчаева, В.И. Панина, В.В. Печенина, Л.Л. Мягкова, С.М. Шилова.

В обзоре методов расчета напряженно-деформированного состояния производится условное разделение существующих моделей по степени адекватности отражения действительных условий работы звена на три уровня: нижний, средний и верхний.

Упрощенная модель, в которой форма шатуна представляется при расчете двумя круговыми головками и соединяющим их прямым стержнем, отвечает нижнему уровню. В такой модели прочностной расчет шатуна ведется, как правило, по методу Кинасошвили. Такая модель достаточно проста, требует мало времени для расчета, но из-за ряда грубых допущений получила применение только на начальных стадиях эскизного проектирования.

На среднем уровне адекватности находятся макроэлементная модель шатуна, разработанная Салтыковым М.А. и Казанской А.М., с заложенной в ней многомассовой структурой, а также плоская конечно-элементная модель.

Данные модели позволяют рассмотреть множество нагрузочных состояний шатуна, учитывают сложный характер распределения нагрузки (в частности, косинусоидальный) со стороны подшипниковых узлов. К недостаткам моделей среднего уровня следует отнести ограничение возможности определения локальных мест концентрации напряжений, а также отсутствие оценки изменения напряжений по ширине сечения.

Объёмные конечно-элементные модели отвечают верхнему уровню адекватности. Они получили широкое распространение при расчете узлов и деталей двигателей внутреннего сгорания как за рубежом, так и в России. К преимуществам таких моделей относятся достаточно полное отображение геометрии расчетного объекта, возможность получить картину распределения напряжений в объемной постановке и определить места концентрации напряжений. Однако, несмотря на современное развитие вычислительной техники и наличие множества мощных прикладных программ, объемный

конечно-элементный расчет шатуна с учетом множества нагрузочных положений в течение рабочего цикла представляется чрезвычайно трудоемким и вероятно излишним, особенно на предварительных этапах отработки конструкции. Применение же двухпозиционной модели нагружения шатуна (от газовых сил и сил инерции) приводит к неполному учету совокупности напряженных состояний шатуна и к неточности оценки прочности конструкции.

В обзоре методов оценки циклической прочности проведен анализ алгоритмов определения детерминированных запасов прочности в моделях каждого уровня. Во всех случаях расчет производится по методике С.В. Серенсена. Однако расчет с помощью модели нижнего уровня представляется чрезвычайно упрощенным и не содержит рекомендации по выбору коэффициента концентрации для отдельных элементов шатунов. Недостатками моделей среднего уровня является некоторая неясность в выборе расположения расчетных сечений вследствие невозможности оценки распределения напряжений по ширине сечений, а также неопределенность в выборе величины теоретического коэффициента концентрации напряжений путем сравнения зон концентрации напряжений в расчетных сечениях шатуна с результатами решений классических задач по концентрации напряжений.

При определении максимальных и минимальных напряжений в зонах концентрации с помощью модели верхнего уровня возникает проблема учета чувствительности материала к концентрации напряжений. Также расчет НДС с помощью объемных конечно-элементных моделей (количество элементов достигает 50-200 тысяч) с учетом контактного взаимодействия сопряженных деталей при достаточно полном охвате нагрузок (положений КШМ) в течение рабочего цикла двигателя становится весьма трудоемким даже с учетом возможностей современной вычислительной техники.

В настоящее время при расчете выносливости базовых деталей двигателя, в том числе и шатунов, также применяются статистические методы оценки, что позволяет учесть случайные вариации характеристик прочности и нагрузок, и найти вероятность безотказной работы. Однако, несмотря на большую объективность вероятностного подхода, для оценки достоверной величины запаса прочности необходимо располагать большим объемом статистических данных по прочностным характеристикам материалов и характеру нагружения шатуна при работе. Как правило, эти данные в необходимом количестве отсутствуют.

С учетом изложенного были поставлены следующие основные задачи работы:

1. Уточнение алгоритма расчета главного и прицепного шатунов с помощью макроэлементной модели. Проведение расчетов НДС главного и прицепного шатунов методом макроэлементов с целью выявления наиболее опасных положений механизма по углу поворота коленчатого вала.

2. Проведение 3-хмерных конечно-элементных расчетов шатунной группы для наиболее опасных нагрузочных положений.

3. Оценка циклической прочности шатунов с учетом спектра нагрузок, действующих на шатуны в течение рабочего цикла двигателя.

4. Экспериментальное исследование напряженно-деформированного состояния главного и прицепного шатунов на работающем двигателе.

5. Проведение сравнительного анализа результатов расчета и эксперимента с целью определения достоверности предложенной методики расчета.

Вторая глава посвящена разработке математической двухуровневой модели расчета напряженно-деформированного состояния шатунов.

Для создания уточненных макроэлементных моделей в среде программного комплекса SolidEdge были разработаны твердотельные модели главного и прицепного шатунов двигателя типа Д49, изготавливаемого на ОАО «Коломенский завод».

На базе твердотельных моделей шатунов в программном комплексе SolidEdge были разработаны макроэлементные модели главного и прицепного шатунов (рис.1), что позволило быстро и более точно описать геометрические и массовые характеристики отдельных макроэлементов.

а) б)

Рис. 1. Макроэлементные модели: а) главного шатуна, б) прицепного шатуна

При этом были сохранены основные принципы построения макроэлементных моделей. Ранее построение моделей для макроэлементного расчета и определение массово – геометрических параметров производилось вручную, что вносило в расчет значительные погрешности.

Для определения нагрузок, действующих на шатуны, включая реактивные усилия в шарнирах, используется динамическая модель, в которой предусматривается учет распределения масс во всей конструкции (в головках и стержне) и определение возникающих силовых эффектов от их инерционного действия при сложном движении шатуна по закономерностям кривошипно-шатунного механизма. В случае макроэлементной модели для каждого макроэлемента с помощью программы твердотельного моделирования SolidEdge находится его масса и координаты центра тяжести. Ввиду возникновения при движении шатуна линейных $a_к$ и угловых $\varepsilon_{шк}$ ускорений, инерционные усилия, действующие на каждый элемент, определяются силой и моментом сил инерции распределенной массы элемента в соответствии с принципом Даламбера.

Расчет составляющих сил реакций $R_{Xk}$ и $R_{Yk}$ на подшипники кривошипной и поршневой головок шатуна при заданном угле поворота кривошипа ($k$-ое положение) производится по следующим формулам:

составляющие реакции для поршневой головки шатуна

$$R_{AXk} = \frac{1}{L}[\sum_{j=1}^{z} P_{jyk}\rho_{jx} - \sum_{j=1}^{z} P_{jxk}\rho_{jy} - \sum_{j=1}^{z} M_{jk}]; \quad (1)$$

$$R_{AYk} = \frac{-P_{ск} + P_{nk} + F_k\, sign(\sin\varphi_k)}{\cos\beta_k} - R_{AXk}\, tg\beta_k, \quad (2)$$

где $\rho$ – радиус-вектор из центра кривошипной головки шатуна до центра тяжести макроэлемента, $P_г$ – сила от давления газов, $P_n$ – инерционное усилие от поршня, $F_k$ – сила трения, возникающая при движении поршня, $\beta$ – угол качания шатуна,

составляющие реакции на кривошипную головку шатуна

$$R_{BXk} = -[R_{AXk} + \sum_{j=1}^{z} P_{jxk}]; \quad (3)$$

$$R_{BYk} = -[R_{AYk} + \sum_{j=1}^{z} P_{jyk}]. \quad (4)$$

Аналогично были произведены расчеты реакций на поршневую головку и пяту прицепного шатуна. На основе указанной методики автором были разработаны алгоритм и программа определения усилий, действующих на проушины главного и прицепного шатунов на основе макроэлементных моделей. Результат расчета реакций на кривошипную головку главного шатуна представлен на рис. 2.

Инерционные усилия совместно с газовой составляющей нагрузки для различных положений КШМ образуют распределенную по поверхности

расточек поршневой и кривошипной головок шатуна систему усилий, приложенных в узловых точках на нагружаемой поверхности шатуна.

Рис. 2. Векторная диаграмма усилий, действующих на кривошипную головку главного шатуна

Согласно проведенным исследованиям, функция распределения давления $p(\nu)$ в подшипнике может быть принята по косинусоидальному закону с переменным углом приложения нагрузки в паре $2\nu_o$ в зависимости от текущего усилия. В этом случае:

$$q_k(\nu) = q_0 \cos\frac{\pi}{2\nu_0}\nu_k; \qquad (5)$$

$$q_{0k} = \frac{R_{Bk}}{r_2}\,\frac{\pi^2 - 4\nu_{0k}^2}{4\pi\nu_0 \cos\nu_{0k}}, \qquad (6)$$

где $q_{0k}$ - максимальное значение дуговой интенсивности в $k$-м положении; $r_2$ - радиус рабочей поверхности подшипника; $\nu_k$ – текущее значение угла, отсчитываемого симметрично в обе стороны от направления вектора нагрузки $R_{Bk}$ на подшипник.

Величина угла охвата $\nu_{0k}$ в зависимости от упруго-геометрических параметров подшипника и действующей на него нагрузки при дополнительном введении корректирующего множителя, увеличивающего угол охвата нагрузки в целях приближенного учета влияния

гидродинамического слоя смазки и деформаций упругого контура постели, а также шейки вала (пальца):

$$\nu_{0k} = 1.5\sqrt[3]{\frac{R_{Bk}}{bK\delta r_2}}\,(1.206 - 0.264\sqrt[3]{\frac{R_{Bk}}{bK\delta r_2}}), \qquad (7)$$

где $\delta$ – средний радиальный зазор в подшипнике; $k$ – контактная жесткость пары при упругом взаимодействии деталей, $b$ – ширина вкладыша, $r_2$ – радиус рабочей поверхности подшипника.

Эквивалентную (скелетно-массовую) модель шатуна с действующими нагрузками на заменяющие элементы-стержни (в каждом заданном положении механизма), рассматриваемую в качестве упругодинамического аналога шатуна, рассчитывают далее по алгоритму расчета сложных многоконтурных рамных систем на основе метода сил. Для раскрытия статической неопределимости замкнутых контуров головок в отдельные участки системы вводят условные разрезы, в которых прикладывают неизвестные (искомые) усилия $X_1$, $X_2$, $X_3$, ... $X_n$, где $n$ – степень статической неопределимости данной замкнутой системы.

По найденным значениям коэффициентов и грузовых членов составляют систему уравнений, которая в компактной матричной форме имеет вид:

$$[A]\{X\} = -\{\Delta_p\}, \qquad (8)$$

где $[A]$ – матрица податливостей (единичных коэффициентов); $\{X\}$ – матрица-столбец усилий (лишних неизвестных системы); $\{\Delta_p\}$ – матрица-столбец упругих перемещений (свободных или грузовых членов).

В результате выполнения совокупности расчетов механизма в промежуточных положениях с необходимой полнотой и точностью выявляются наибольшие $\sigma_{max}$ и наименьшие $\sigma_{min}$ значения напряжений за рабочий цикл двигателя и их характер (диаграмма) изменения во времени в каждом выделенном сечении.

На рис.3 приведены построенные огибающие и определяемые ими эпюры размахов напряжений в сечениях для главного шатуна четырехтактного двигателя при работе на режиме полной мощности, полученные при расчете через $5^0$ угла поворота коленчатого вала. Огибающие напряжений позволяют выявить наиболее опасные нагрузочные состояния для рассматриваемых сечений, а векторные диаграммы усилий, действующих на подшипник, определяют расчетные положения по максимальным деформациям.

На втором этапе с помощью объемной конечно-элементной модели производилась более подробная проработка только отдельных положений шатуна из множества предварительно рассмотренных. Задача решается методом перемещений. В результате минимизации полной потенциальной энергии по узловым перемещениям приходят к системе линейных алгебраических уравнений относительно перемещений узлов $\{\delta\}$,

$$[k]\{\delta\} = \{\overline{G}\} \qquad (9)$$

Матрицу жесткости [k] и глобальный вектор нагрузки $\{\overline{G}\}$ получают суммированием по отдельным элементам e:

$$[k]=\sum_{e=1}^{m}[k^e];\ \{\overline{G}\}=\{R\}-\sum_{e=1}^{m}\{\overline{G}^e\}, \qquad (10)$$

где $\{R\}$ – вектор сосредоточенной нагрузки.

Конечно-элементная модель главного шатуна с кривошипом, поршневым пальцем и пальцем прицепного шатуна, созданная на базе твердотельных моделей, представлена на рисунке 4. Наличие плоскости симметрии в условиях нагружения и геометрии деталей делает возможным рассмотрение ½ модели. Для наиболее адекватного задания условий нагружения со стороны сопряженных деталей расчетная модель включает в себя три контактные пары: коленчатый вал-кривошипная головка шатуна, палец прицепа-проушина для прицепного шатуна, поршневой палец-поршневая головка шатуна. За неподвижную опору принимался коленчатый вал, к поршневому пальцу и пальцу прицепа по косинусоидальному закону прикладывались нагрузки, предварительно определенные на первом этапе расчета. Для максимальной эффективности определения НДС в зонах концентрации напряжений для каждого из выбранных опасных положений проведен ряд однотипных расчетов с различной степенью детализации отдельных зон по методу насыщения.

Максимальные и минимальные напряжения в зонах концентрации определялись непосредственно из результатов анализа.

Рис. 3. Эпюры размахов напряжений в сечениях главного шатуна

Рис. 4. Конечно-элементная модель главного шатуна

В третьей главе приведены методика и результаты экспериментальных исследований натурных шатунов V-образного форсированного тепловозного дизеля 12ЧН26/26 на работающем двигателе и безмоторном стенде, целью которых явилось определение величин напряжений в наиболее нагруженных местах шатунов, а также экспериментальная оценка фактических запасов циклической прочности.

При тензометрировании шатуна на работающем двигателе одной из важных является задача обеспечения непрерывной электрической связи тензорезисторов, расположенных на шатуне, с измерительной аппаратурой.

В основу конструкции устройства связи положен шарнирно-рычажный механизм, рычаги и шарниры которого служат опорой для гибких токопроводящих кабелей. Такие устройства являются наиболее освоенными и надежными для тензометрирования деталей шатунно-поршневой группы.

Для выполнения поставленной задачи использовано токосъемное устройство, которое попеременно (при тензометрировании) устанавливалось как на прицепной, так и на главный шатуны (рис. 5).

Поскольку тензометрирование прицепного шатуна проводилось впервые, был проведен кинематический расчет (уточнена кинематика движения) токосъемного механизма при установке его на прицепной шатун.

а) б)

Рис. 5. Препарированные а) главный и б) прицепной шатуны с токосъемным устройством

Напряжения в элементах главного и прицепного шатунов определялись методом электротензометрирования тензорезисторами базой 5 мм.

Тензорезисторы на прицепной шатун наклеивались согласно эскизу, приведенному на рисунке 6, а на главный шатун согласно эскизу, приведенному на рисунке 7.

Испытания проводились на работающем дизель-генераторе 12ЧН26/26 при n =1000 мин$^{-1}$ на следующих режимах по давлению сгорания: $p_{max}$ = 13,5 МПа, $p_{max}$ = 14,5 МПа, $p_{max}$ = 15,5 МПа, $p_{max}$ =16,5 МПа, а затем при n = 1100 мин$^{-1}$ на режимах $p_{max}$ = 13,5 МПа, $p_{max}$ = 14,5 МПа, $p_{max}$ = 15,5 МПа.

Одновременно с тензометрированием проводилось индицирование рабочего процесса в этих же цилиндрах.

Перед испытаниями и после проведения испытаний проводилась тарировка измерительной аппаратуры. Суммарная относительная погрешность определения деформаций составила ±6,34%.

В результате тензометрирования были получены величины размахов напряжений в опасных сечениях главного и прицепного шатунов за рабочий цикл.

Рис. 6. Эскиз наклейки тензорезисторов на прицепной шатун

Рис. 7. Эскиз наклейки тензорезисторов на главный шатун

С целью определения достоверности методики оценки запасов циклической прочности, предлагаемой в работе, были проведены натурные усталостные испытания прицепного шатуна двигателя Д49, форсированного по максимальному давлению сгорания в цилиндре $p_{max}$= 15,5 МПа, при n=1100 мин$^{-1}$. Коэффициент перегрузки принимался равным минимальному значению рекомендуемого для шатунов запаса циклической прочности $n_{min}$=1,6.

В результате визуального осмотра шатуна и проведенной затем цветной дефектоскопии было сделано заключение об отсутствии трещин и каких-либо других повреждений прицепного шатуна после прохождения им базы, составлявшей $10^7$ циклов. Это подтвердило наличие необходимого запаса прочности в шатуне $n_{min}$=1,6 при режиме работы $p_{max}$=15,5 МПа, n=1100 мин$^{-1}$.

В четвертой главе производится сравнение результатов расчетных и экспериментальных исследований напряженно-деформированного состояния главного и прицепного шатунов и оценка запасов циклической прочности в опасных сечениях шатунов.

Из сравнения результатов макроэлементного, конечно-элементного расчетов и эксперимента сделан вывод о том, что имеет место достаточно близкое соответствие значений напряжений, полученных тремя различными способами (таблица 1). При этом речь идет, в первую очередь, о плавных участках наружного контура шатунов (стержень, область перехода от стержня к поршневой головке). Например, в стержне значения осевых напряжений по всем трем вариантам оценки практически одинаковы. Что касается зон концентрации напряжений, то здесь информация о размахах напряжений была получена только с помощью конечно-элементной модели. Так, в зоне выхода масляных отверстий в поршневой головке главного шатуна размах окружных нормальных напряжений составляет 280 МПа.

Таблица 1

| шатун | № сечения (рис. 6,7) | Макро-элементный расчет | Конечно-элементный расчет | Результаты тензометрирования |
|---|---|---|---|---|
| | | $2\sigma_a$, МПа | | |
| Плавные участки наружного контура шатунов | | | | |
| Главный шатун | 2-2 | 180 | 205 | 189 |
| | 3-3 | 170 | 185 | 175 |
| | 4-4 | 55 | 60 | 48 |
| Прицеп-ной шатун | $(2\text{-}2)_{пр}$ | 110 | 100 | 100 |
| | $(3\text{-}3)_{пр}$ | 165 | 170 | 180 |
| Зоны с концентраторами напряжений (выход масляных каналов во внутренний контур поршневых головок) | | | | |
| Глав-ный шатун | 1-1 | 150 | 260 | - |
| | 2-2 | 160 | 280 | - |
| Прицеп-ной шатун | $(1\text{-}1)_{пр}$ | 160 | 270 | - |
| | $(2\text{-}2)_{пр}$ | 180 | 345 | - |

Далее описана разработка уточненного расчета на выносливость с определением запасов циклической прочности также на основе поэтапной реализации макроэлементной и конечно-элементной моделей. В основу расчета положена известная методика, применяемая на ОАО «Коломенский завод», согласно которой для расчета запасов прочности (по выносливости) выбираются отдельные сечения, имеющие высокий уровень размахов

напряжений, а также сечения, включающие в себя концентратор. Величина запаса прочности определяется согласно формулам С.В. Серенсена. Амплитуда и среднее напряжение цикла определяются с помощью огибающих кривых максимальных и минимальных величин напряжений, полученных в макроэлементном расчете. Теоретические коэффициенты концентрации напряжений выбираются в соответствии с рекомендациями, приведенными Серенсеном при рассмотрении пластин с концентраторами, величина масштабного фактора определяется по приведенной площади расчетного сечения.

В предлагаемой методике расположение зон концентрации напряжений, а также величины амплитуд напряжений и средних напряжений определяются с помощью конечно-элементного анализа шатуна, проведенного для нескольких наиболее опасных его расчетных положений, выбранных из результатов макроэлементного расчета. Уточнение величины напряжений в зонах концентрации производится по методу насыщения, т.е. измельчение сетки производится до тех пор, пока разность между последующим и предыдущим результатами не составит определенной допустимой величины. Данный подход обеспечивает наибольшую адекватность отображения действительной картины распределения напряжений по объему шатуна и расположения зон концентрации, так как производится непосредственное определение амплитуд напряжений в зонах концентрации. Величина масштабного фактора, коэффициентов качества обработки и упрочнения поверхности определяется в обоих вариантах одинаково.

Полученные величины запасов прочности сравниваются с минимально допустимыми (так называемыми нормами прочности). Величины запасов прочности, полученные двумя описанными способами, для некоторых опасных сечений шатунов, включающих в себя концентратор напряжений, приведены в таблице 2.

Таблица 2

| шатун | Сечение (рис. 6,7) | Запас циклической прочности n | |
|---|---|---|---|
| | | Принятая методика | Уточненная методика |
| Главный шатун | 1-1 $_{внутр}$ | 1,88 | 1,85 |
| | 2-2 $_{внутр}$ | 1,94 | 1,87 |
| Прицепной шатун | $(1\text{-}1)_{пр.\ внутр.}$ | 1,75 | 1,70 |
| | $(2\text{-}2)_{пр.\ внутр.}$ | 1,93 | 1,89 |

Некоторые различия в величинах коэффициентов запасов циклической прочности обусловлены более точными значениями напряжений в зонах концентрации, полученными с помощью объемного конечно-элементного

расчета и рассмотрением коэффициентов концентрации напряжений, определяемых непосредственно при помощи предложенной двухуровневой модели расчета.

## ВЫВОДЫ

1. Анализ публикаций, посвященных вопросам обеспечения прочностной надежности шатунного механизма, выявил несовершенство и неполноту математических моделей с использованием современных методов и средств анализа для оценки прочностной надежности на заданный ресурс.

2. Разработана двухуровневая модель прочностного расчета шатуна, основанная на поэтапном использовании метода макроэлементов и объемного конечно-элементного анализа.

3. Выполненные расчеты конструкций главного и прицепного шатунов среднеоборотного дизеля, тестирования на основе экспериментальных данных подтвердили сложную динамическую систему нагружения, требующую при проведении проектных работ обязательного многопозиционного анализа нагружения по углу поворота коленчатого вала.

4. Уточненный конечно-элементный анализ напряженно-деформированного состояния шатунов в предварительно выбранных с помощью макроэлементного расчета опасных положениях по рабочему циклу двигателя позволил максимально подробно учесть форму и материал конструкции, а также характер нагружения и кинематические граничные условия. Предложена расчетная модель шатунной группы, учитывающая множество положений за цикл, что сделано впервые.

5. Разработан автоматизированный алгоритм по определению величин запасов циклической прочности шатуна с учетом концентрации напряжений, масштабных факторов и качества технологического исполнения, что позволило выявить наиболее опасные, с точки зрения обеспечения прочностной надежности, зоны конструкции.

6. Сравнительный анализ проведенного расчетного исследования по созданию модели нагружения шатунного механизма с результатами натурного тензометрирования на работающем двигателе с оригинальной схемой токосъема подтвердили адекватность охвата основных факторов нагружения, а также выбранных граничных условий, что обеспечивает необходимую достоверность и практическую полезность сделанных разработок для последующего применения.

7. Объединение в единый многоступенчатый комплекс макроэлементного расчета, конечно-элементного анализа и принятой модели усталостного разрушения с выходом на величины запасов циклической прочности позволяет проводить многовариантную отработку конструкции в соответствии с требованиями надежности в эксплуатации.

## ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ ОПУБЛИКОВАНО В РАБОТАХ:

1. Чайнов Н.Д., Мягков Л.Л., Матисен А.Б. Создание модели расчета форсированных транспортных двигателей с целью выбора рациональных параметров конструкции // Проблемы и перспективы развития автотранспортного комплекса: Тезисы докладов научно-технической конференции «Луканинские чтения». М., 2003. С. 28-29.

2. Двухуровневая система моделей прочностного анализа шатунов форсированных дизелей / А.Б. Матисен [и др.] // Актуальные проблемы надежности технологических, энергетических и транспортных машин: Материалы юбилейной международной научно-технической конференции, посвящённой 90-летию Самарского Государственного Технического Университета. Самара, 2003. Т. 2. С. 468-469.

3. Моделирование напряженно-деформированного состояния и оценка циклической прочности шатунов транспортных дизелей / Н.Д. Чайнов [и др.] // Вестник двигателестроения. – Запорожье: Мотор-Сич, 2004. №2 С. 157-159.

4. Двухуровневая система моделей для прочностного анализа и обеспечения надежности шатунов форсированных дизелей / М.А. Салтыков [и др.] // Двигателестроение. 2004. №4. С. 3-5.

5. Определение запасов циклической прочности шатунов транспортных форсированных дизелей / Н.Д. Чайнов [и др.] // Пути решения энергоэкологических проблем в автотранспортном комплексе: Тезисы докладов научно-технической конференции «2-е Луканинские чтения». М., 2005. С. 38-39.

6. Чайнов Н.Д., Матисен А.Б., Мягков Л.Л. Методика прочностного анализа шатунов транспортных форсированных дизелей // Международный симпозиум «Образование через науку»: Материалы докладов секции «Двигатели внутреннего сгорания». Отдельный выпуск. М., 2005. С. 77-78.

7. Чайнов Н.Д., Матисен А.Б. Расчетно-экспериментальное исследование напряженно-деформированного состояния и оценка запасов циклической прочности шатунов транспортных дизелей // Решение энергоэкологических проблем в автотранспортном комплексе: Тезисы докладов научно-технической конференции «5-е Луканинские чтения». М., 2011. С. 28-29.

8. Чайнов Н.Д., Матисен А.Б. Моделирование напряженно-деформированного состояния (НДС) шатунов форсированных тепловозных двигателей // Известия вузов. Сер. машиностроение. 2011. №3. С. 36-39.

9. Чайнов Н.Д., Матисен А.Б. Расчетно-экспериментальное обоснование прочности и надежности шатунов при создании и модернизации высокофорсированных дизелей // Наука и образование: электронное научно-техническое издание. 2011. №12 [Электронный ресурс]. URL: http://technomag.edu.ru/doc/286502.html (дата обращения 20.12.2011).

Подписано к печати 27.03.12. Заказ № 178
Объем 1,25 печ.л. Тираж 100 экз.
Типография МГТУ им. Н.Э. Баумана
105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д.5
(499) 263-62-01