



ЧАЙНОВ

Николай Дмитриевич
доктор технических наук,
профессор кафедры
«Поршневые двигатели»
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)



МАТИСЕН

Александр Борисович
соискатель, начальник
отдела приводов
и редукторов УГКМ ОАО
ХК «Коломенский завод»

Моделирование напряженно-деформированного состояния (НДС) шатунов форсированных тепловозных дизелей

Н.Д. Чайнов, А.Б. Матисен

Рассмотрена комбинированная двухуровневая система моделей прочностного анализа шатунов транспортных двигателей. Показана рациональность сочетания метода макроэлементов (на первом этапе) с объемным конечно-элементным анализом на заключительном этапе расчета.

Ключевые слова: тепловозный двигатель, шатун, математическая модель, конечно-элементный анализ, макроэлемент

The article considers a combined two-level system of mathematical models for strength analysis of diesel engine connecting-rods. The efficiency of combining a makroelement method (at the 1-st stage) and a 3-D finite element analysis at the 2-nd stage of simulation has been demonstrated.

Keywords: locomotive engine, connecting-rod, mathematical model, finite-element analysis, makroelement.

Современные требования к двигателям, в основу которых закладываются высокие экономические и экологические показатели, ставят задачу повышения параметров рабочего процесса и модернизации существующего размерного ряда, а также создания новых образцов с увеличенным диаметром цилиндра и ходом поршня. На всех этапах проектирования, включающего эскизный, технический, рабочий проекты, необходимо проведение характерного для каждого из них обязательного комплекса прочностных расчетов всех ответственных узлов и деталей и в том числе шатунов.

В соответствии со своим назначением и выполняемыми функциями шатун должен обладать достаточным запасом служебных свойств, характеризующих 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.

Анализ существующих расчетных моделей шатунов показал, что все они имеют как положительные, так и отрицательные стороны [1]. Ни в одной из моделей не отражены достаточно четыре основных фактора, которыми определяются свойства расчетного объекта,

а именно: геометрия звена (форма и размеры), материал (упруго-массовые и прочностные показатели), нагрузки (поверхностные и массовые) и граничные условия (реакции и их эпюры в кинематических парах механизма). В связи с этим разработана комбинированная двухуровневая система моделей прочностного анализа в упругой области деформирования с поэтапной реализацией макроэлементной и объемной конечно-элементной моделей.

Первый этап расчета производится методом макроэлементов [2, 3, 4]. В основу построения макроэлементной модели заложен принцип стержневой аналогии. Длина каждого несущего контура разделяется на определенное количество частей поперечными сечениями, которые являются внутренними границами и превращают непрерывное тело в систему дискретных участков — элементов. Макроэлементная модель главного шатуна двигателя Д49 производства ОАО «Коломенский завод», построенная на базе твердотельной модели, представлена на рис. 1, а.

На базе макроэлементной модели разрабатывается многомассовая динамическая модель (рис. 1, б).

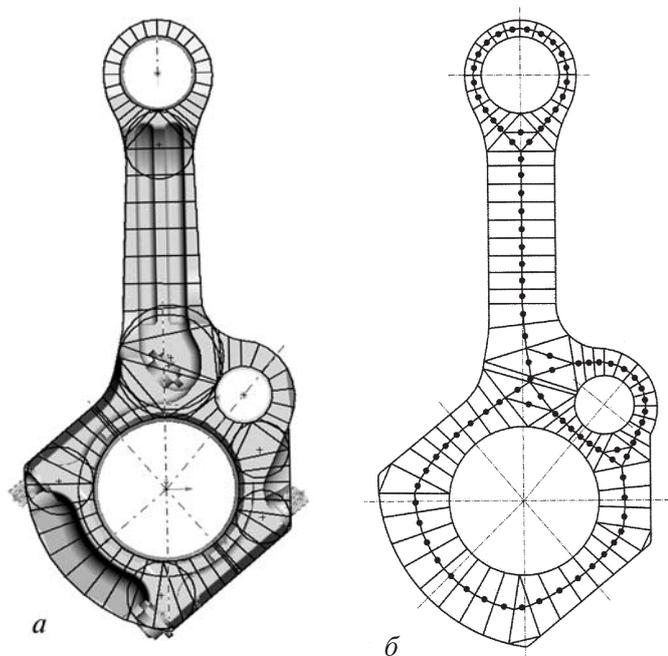


Рис. 1. Макроэлементная модель главного шатуна двигателя ЧН26/26 (а) и многомассовая стержневая модель, построенная на базе макроэлементной модели (б)

С помощью САД системы для каждого элемента определялся центр тяжести, масса m_j и собственный момент инерции J_{mj} . Далее определялись линейные ускорения a_j , силы и моменты сил инерции в проекциях на оси шатуна, действующие на каждый элемент:

$$\begin{aligned} P_{jxk} &= -m_j a_{jxk}, \\ P_{jyk} &= -m_j a_{jyk}, \\ M_{jk} &= -J_{mj} \varepsilon_{шк}, \end{aligned}$$

где $\varepsilon_{шк}$ — угловое ускорение шатуна.

Затем производился расчет суммарных усилий, действующих на кривошипную и шатунную головки, для каждого нагрузочного положения шатуна, учитывающих силы давления газов (определялись из индикаторной диаграммы, полученной на дизеле), а также силу инерции поршня и его трение о втулку цилиндра. Далее полученные нагрузки в виде распределенных сил и моментов прикладывались к стержням эквивалентной стержневой модели шатуна и производился ее расчет для каждого нагрузочного положения по алгоритму для сложных многоконтурных рамных систем на основе метода сил. Для раскрытия статической неопределимости замкнутых контуров головок в отдельные участки системы вводились условные разрезы, в которых прикладывались неизвестные искомые усилия. Неизвестные усилия определены из системы уравнений, которая в матричной форме имеет вид

$$[A]\{X\} = \{\Delta_p\},$$

где $[A]$ — матрица податливостей; $\{X\}$ — матрица-столбец усилий; $\{\Delta_p\}$ — матрица-столбец упругих перемещений.

Результатом макроэлементного расчета для множества нагрузочных положений явились минимальные и максимальные величины напряжений во всех выделенных сечениях шатуна. Огибающие эпюры напряжений для внутреннего и наружного контуров за расчетный цикл для главного шатуна двигателя ЧН26/26 представлены на рис. 2. По результатам макроэлементного расчета выбираются наиболее опасные расчетные положения шатуна, требующие особенно полного исследования НДС.

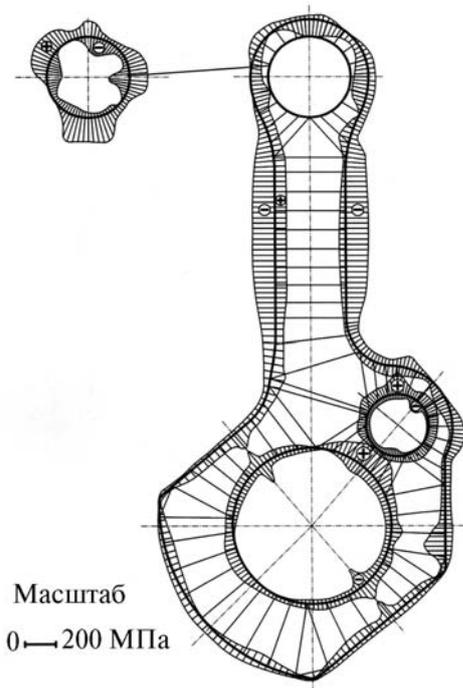


Рис. 2. Огибающие эпюры напряжений для внутреннего и наружного контуров за расчетный цикл для главного шатуна двигателя ЧН26/26

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 $\{\delta^e\}$:

$$[k]\{\delta\} = \{\bar{G}\}.$$

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

$$[k] = \sum_{e=1}^m [k^e]; \{\bar{G}\} = \{R\} - \sum_{e=1}^m \{\bar{G}^e\},$$

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 рис. 3. Наличие плоскости симметрии в условиях нагружения и геометрии деталей делает

возможным рассмотрение половины детали. 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.

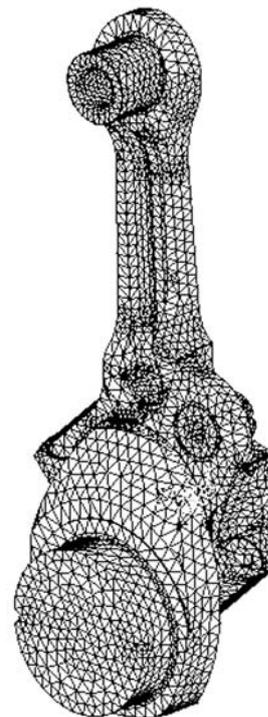


Рис. 3. Конечно-элементная модель главного шатуна

Для проведения оценки достоверности результатов расчета и отработки предложенной методики был проведен ряд экспериментальных исследований.

Путем тензометрирования главного шатуна на работающем двигателе 12ЧН26/26 получены экспериментальные данные о величинах и характере распределения напряжений в его опас-

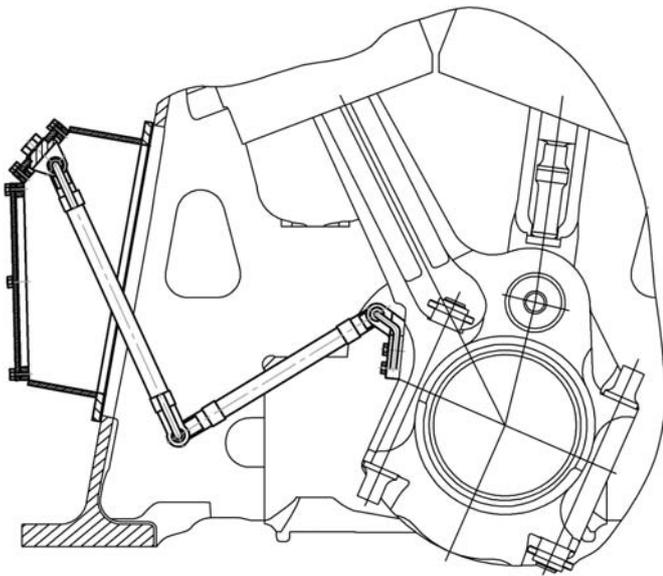


Рис. 4. Схема установки и крепления токосъемника к главному шатуну

ных сечениях. Непрерывная электрическая связь тензорезисторов, расположенных на шатуне, с измерительной аппаратурой осуществлялась с помощью рычажного токосъемного устройства. Схема установки и крепления токосъемника к главному шатуну представлена на рис. 4. Тензорезисторы устанавливались на стержне шатуна, в месте перехода стержня шатуна в поршневую головку, на проушинах прицепа, на кривошипной головке. Для расчета использовались данные индикаторной диаграммы, снятой непосредственно на цилиндре, в котором производилось тензометрирование.

Выводы

Сопоставление диаграмм изменения напряжений, полученных расчетным и экспериментальным путями, показывающее полную качественную и достаточно хорошую количественную сходимость (рис. 5), позволяет использовать разработанную методику расчета для определения НДС шатунов транспортных двигателей.

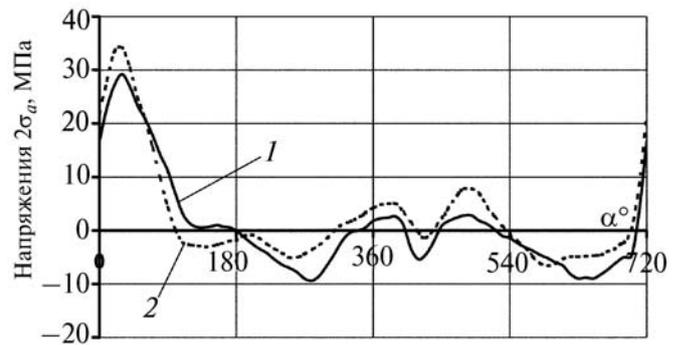


Рис. 5. Диаграмма изменения напряжений в проушине для прицепного шатуна:
1 — экспериментальная кривая;
2 — расчетная кривая

Принцип комбинирования моделей [5] соответствует наиболее рациональному распределению машинных ресурсов при выполнении расчета на ЭВМ, так как обеспечивает максимальную достоверность результатов вычислений при минимально необходимом количестве расчетных данных, что является весьма важным, так как при проектировании двигателя возникает необходимость детального расчета целого ряда достаточно сложных узлов и деталей.

Литература

1. Биргер И.А. и др. Расчет на прочность деталей машин: Справочник. 4-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1993. 640 с.
2. Салтыков М.А., Казанская А.М. Разработка и применение метода макроэлементов для расчета на прочность и жесткость несущих конструктивных звеньев двигателей // Двигателестроение. 1985. № 2. С. 8—11.
3. Салтыков М.А. Прочность ДВС. Методы и средства обеспечения. Ч. 1. М.: МГОУ, 1995. 90 с.
4. Чайнов Н.Д., Иващенко Н.А., Краснокуцкий А.Н., Мягков Л.Л. Конструирование двигателей внутреннего сгорания / Под ред. Н.Д. Чайнова. М.: Машиностроение, 2008. 496 с.
5. Чайнов Н.Д., Салтыков М.А., Раенко М.И. и др. Разработка и применение моделей разных уровней для расчета рабочих напряжений в крышках цилиндров транспортных дизелей // Двигателестроение. 1987. № 4. С. 10—14.

Статья поступила в редакцию 16.02.2011 г.