

## Расчетно-экспериментальное обоснование прочности и надежности шатунов при создании и модернизации высокофорсированных двигателей. 77-30569/286502

# 12, декабрь 2011

авторы: Чайнов Н. Д., Матисен А. Б.

УДК.621.43

МГТУ им. Н.Э. Баумана  
ОАО "Коломенский завод"  
[ir1043k@yandex.ru](mailto:ir1043k@yandex.ru)  
[mab5-5@yandex.ru](mailto:mab5-5@yandex.ru)

Современные требования к двигателям, в основе которых закладываются высокие экономические и экологические показатели, ставят задачу по повышению параметров рабочего процесса и перспективной проработке по модернизации существующего размерного ряда, а также возможности создания новых образцов с увеличенным диаметром цилиндра и ходом поршня. На всех этапах перспективного проектирования включающего эскизные, технические, рабочие проекты необходимо проведение характерного для каждого из них обязательного комплекса расчетов и экспериментов, которые являются частью общей проектной технологии, призванной обеспечить оптимальную реализацию будущего изделия.

При решении задачи обеспечения надежности конкретного изделия необходимо рассмотреть зависимость его надежности как целого от надежности входящих в него частей. Надежность такой системы или вероятность ее безотказной работы будет определяться надежностью или вероятностью безотказной работы каждого ее звена. Поэтому для получения требуемой на практике высокой надежности изделия в серии необходимо иметь реально высокую начальную обеспеченную надежность в каждом звене, подтверждаемую в серии периодически при контроле на случайной выборке из любой очередной производственной партии [1].

Согласно статистической теории прочности, очень малая вероятность разрушения может быть реально достигнута лишь при условии, если при проектировании несущих деталей и звеньев, в них будет гарантированно закладываться определенный резерв или избыток сопротивления разрушению над максимальным уровнем нагружающего действия в виде минимального достаточного запаса прочности.

Величина запаса прочности в конкретной детали определяется отклонениями от среднего

уровня или вариациями показателей сопротивления и разрушения, зависящих в свою очередь от входящих в них групп факторов: с одной стороны от изготовления (стабильности качества), а, с другой, - от эксплуатации (стабильности режимов обслуживания).

На ОАО «Коломенский завод» был разработан и используется оригинальный подход к определению достаточных минимальных запасов прочности. Предложенный подход состоит в представлении минимально достаточного запаса прочности в виде произведения трех следующих составляющих величин:

$n_0$  – остаточного запаса прочности для каждого звена в конструкции изделия, сохраняемого на стадии его списания, т.е. после выработки полного ресурса, в целях исключения в период эксплуатации преждевременных поломок и отказов;

$n_c$  – затрат и расхода запаса прочности на ожидаемые колебания функции качества изготовления в виде амплитуд отклонения реальных прочностных показателей внутри партии или серии деталей в существующем производстве, оцениваемой на основании статистических данных по выборочным проверкам и проведенным ранее испытаниям в условиях принятой системы управления качеством продукции;

$n_n$  – расхода запаса прочности на статистически ожидаемый максимально возможный прирост рабочих и динамических нагрузок в транспортных дизелях в межремонтные периоды за счет накопления отклонений в начальной регулировке распределения мощности по цилиндрам (при заданной кратности восстановления параметров), дополнительной общей перегрузки в условиях резких смен режимов и наблюдаемых нарушений в состоянии систем на установке в эксплуатации, а также за счет снижения эффективности антивибрационных устройств в системе двигателя и привода по мере износа.

Таким образом, искомая величина минимально достаточного запаса прочности, найденного по принятой схеме объединения входящих в него компонентов будет равна:

$$[n_{min}] = n_0 \cdot n_c \cdot n_n$$

Обязательной составляющей проектной технологии для обеспечения прочности и надежности двигателей, особенно при перспективном проектировании, являются три основные направления, позволяющие по результатам исследований определять величину реального запаса циклической прочности, который является основным критерием работоспособности конструкций в заданном периоде эксплуатации.

Первое направление - расчетно-теоретическое обоснование принятого решения с учетом вносимых конструктивных изменений на стадии разрабатываемого проекта. Основой данного направления являются проверенные опытом разработанные методики и

современные численные методы прочностного анализа конструкций, реализованные в прикладных программных комплексах.

Второе направление - экспериментальное определение напряженно-деформированных состояний компонентов конструкции в их опытном исполнении от приложенных нагрузок на специальных стендах или непосредственно на опытном двигателе.

Третье направление - испытания материалов, укрупненных образцов (моделей), а также опытных натуральных конструкций на циклическую прочность, с оценкой запасов прочности и сравнением их с выработанными нормами по факту разрушения и полученной долговечности (количеству циклов нагружения до поломки) при задаваемой базе испытаний в  $10^7$  циклов.

Рассмотрим поэтапную реализацию данных направлений на примере обоснования прочности и надежности главного шатуна двигателя Д49 для режимов работы при повышенных значениях  $p_{max}$ .

Расчет шатуна производится с помощью разработанной двухуровневой системы прочностного анализа, включающей в себя поэтапное соединение макроэлементной и конечно-элементной моделей [2,3] (рис.1).

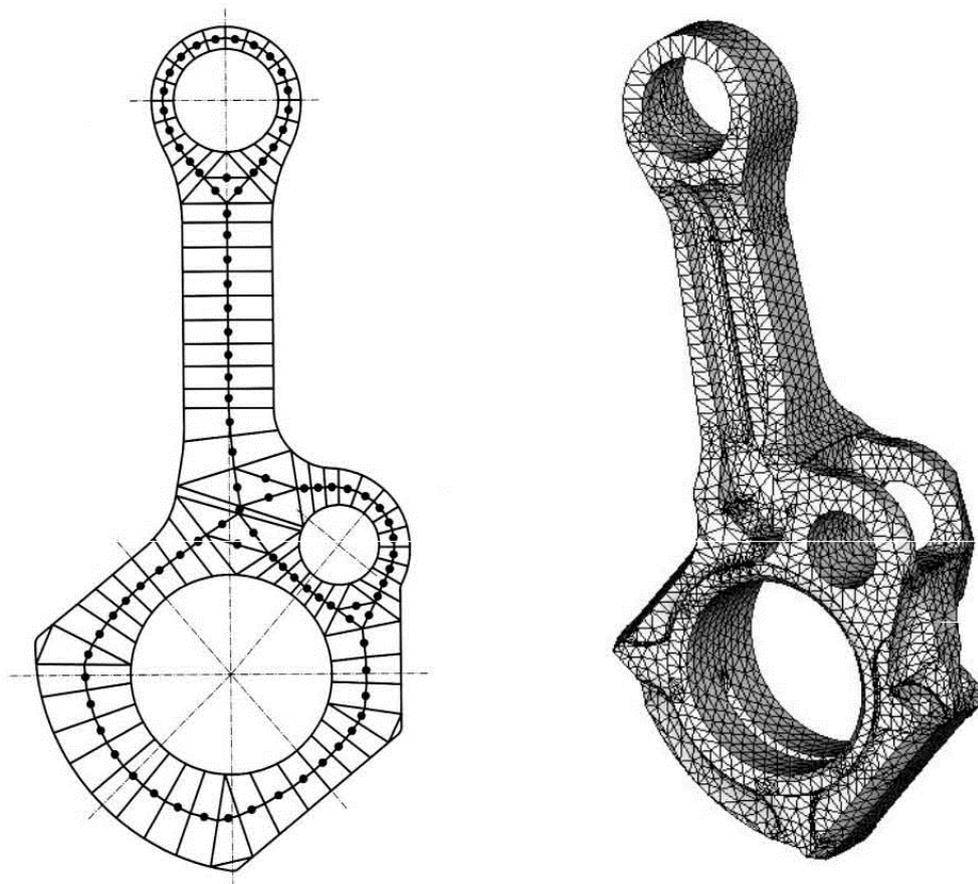


Рис.1. Макроэлементная и конечно-элементная модели главного шатуна двигателя Д49

Первый этап расчета производится методом макроэлементов и позволяет с достаточной точностью при охвате многообразия нагрузочных положений определить значения инерционных распределенных нагрузок от собственных масс шатуна, усилия в шарнирах от давления газов и инерционных нагрузок поршня, произвести силовой расчет элементов шатуна на уровне стержневой модели, определить деформации, границы амплитуд напряжений в течение рабочего цикла по обобщенным формулам криволинейно-клиновидного бруса. Преимущество от использования макроэлементной модели на данном этапе расчета заключается в рассмотрении порядка 80-100 макроэлементов против десятков тысяч элементов в КЭ модели, что позволяет сократить время расчета, и в то же время является вполне достаточным на данной ступени для адекватного отражения действительных условий работы звена. По результатам макроэлементного расчета выбираются наиболее опасные расчетные положения шатуна, требующие более полного исследования напряженно-деформированного состояния.

На втором этапе методом конечных элементов производится подробная проработка только отдельных положений шатуна из множества предварительно рассмотренных. Для каждого из выбранных положений рассчитанные распределенные нагрузки и реакции прикладываются к конечно-элементной модели шатуна вместе с найденными силовыми факторами для уточнения величины напряжений в зонах концентрации.

Следующим этапом идет расчет шатуна на выносливость с определением запасов циклической прочности в наиболее опасных зонах шатуна и сопоставлением их с принятыми нормами прочности. В зависимости от исследуемой расчетной модели (макроэлементной или конечно-элементной) определение запаса циклической прочности осуществляется следующим образом. В первом случае амплитуда и среднее напряжение цикла определяется с помощью огибающих эпюр максимальных и минимальных величин напряжений, полученных в макроэлементном расчете, а теоретические коэффициенты концентрации напряжений выбираются в соответствии с рекомендациями, приведенными в работе [4] при рассмотрении пластин с концентраторами. Во втором случае определение величины амплитуд напряжений и средних напряжений в зонах концентрации проводится с помощью результатов конечно-элементного анализа. Величина масштабного фактора, коэффициентов качества обработки и упрочнения поверхности производится по прежней методике для «опасных» сечений.

Принцип комбинирования моделей способствует 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.

Второе направление обоснования прочности и надежности шатунов включает в себя экспериментальное определение их напряженно-деформированного состояния путем натурного тензометрирования на опытном двигателе 12ЧН26/26. Тензометрирование проводилось для различных режимов работы дизеля. Сигнал от тензорезисторов передавался на измерительную аппаратуру через специализированное устройство - шарнирно-рычажный токосъемник [5] (рис.2). В результате проведенных испытаний были получены размахи напряжений в элементах шатуна (рис.3).

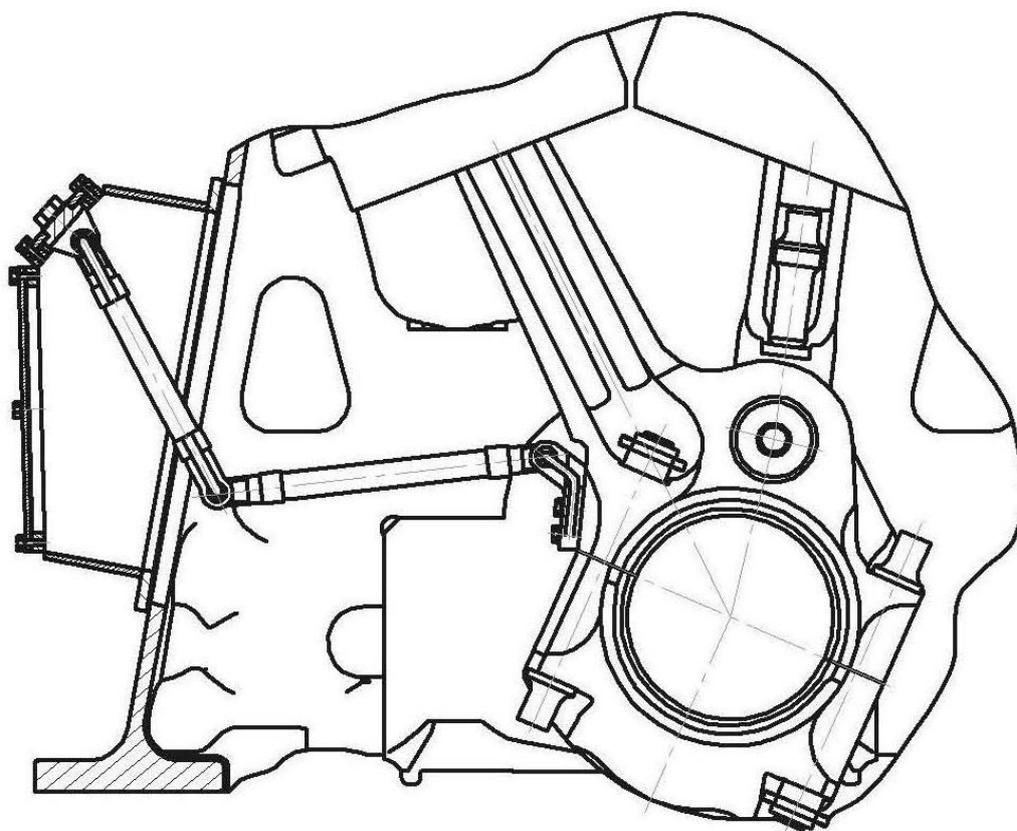


Рис. 2. Схема устройства для передачи сигналов с тензорезисторов, расположенных на главном шатуне

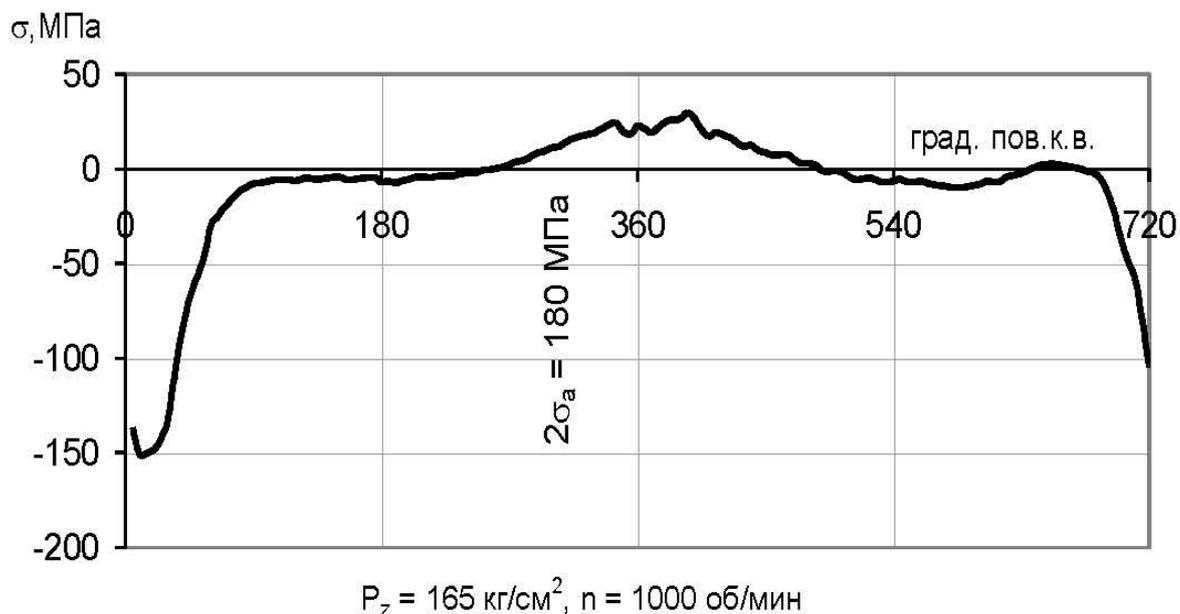
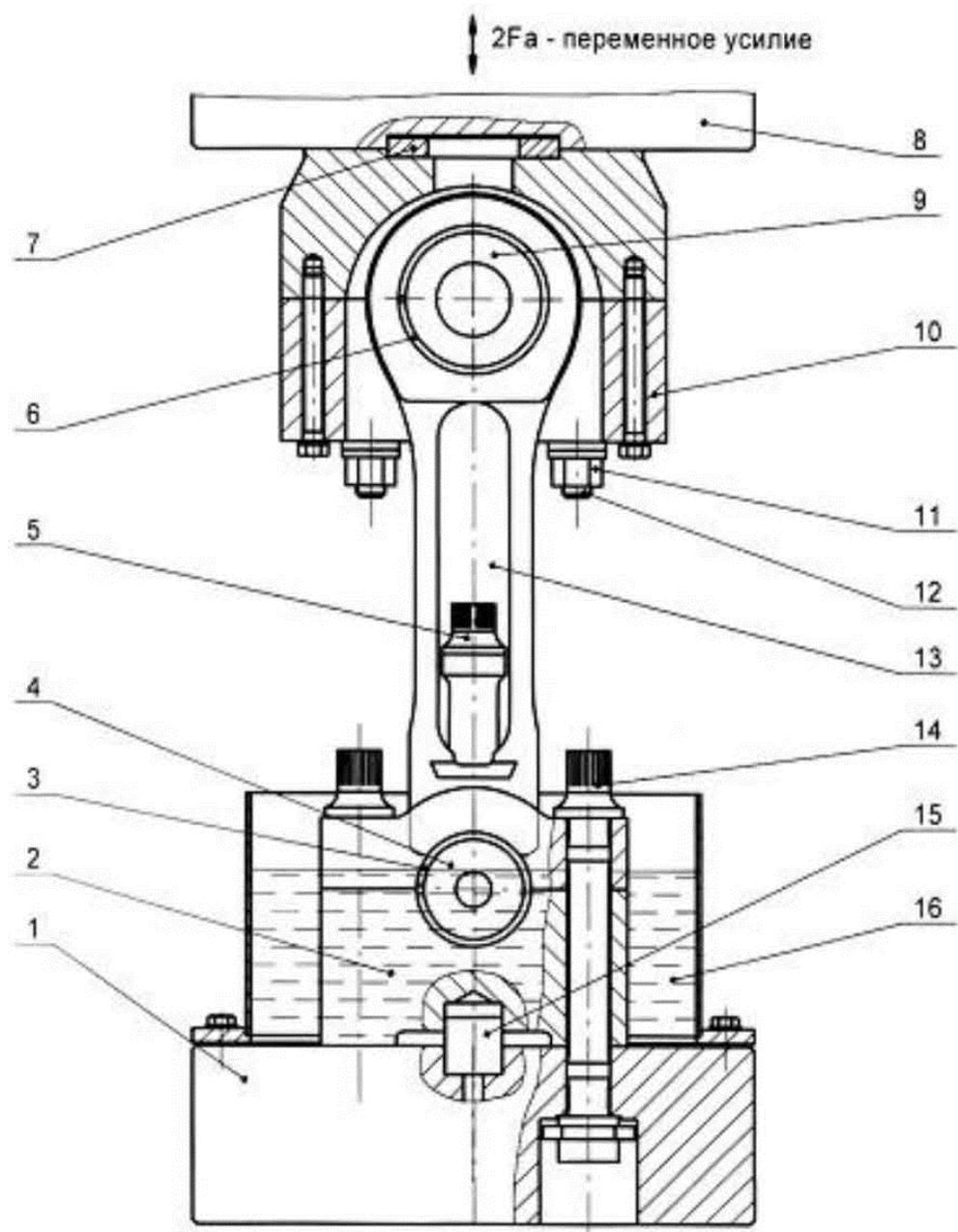


Рис.3. Изменение напряжений растяжения-сжатия в стержне главного шатуна за рабочий цикл

Третьим направлением явились циклические испытания шатунов на испытательном комплексе «Гидропульс» фирмы «Шенк». Схема приспособления для испытания прицепных шатунов представлена на рис.4. Испытания проводились для различных конструктивных исполнений прицепных шатунов при различных коэффициентах перегрузки.



- |   |  |
|---|--|
| 1 - фланец нижний                                   | 9 - палец поршневой                    |
| 2 - корпус, имитирующий проушину<br>главного шатуна | 10 - узел, имитирующий тронк<br>поршня |
| 3 - втулка разрезная                                | 11 - гайка                             |
| 4 - палец прицепного шатуна                         | 12 - шпилька                           |
| 5 - болт  | 13 - шатун прицепной                   |
| 6 - втулка разрезная                                | 14 - болт                              |
| 7 - кольцо центрирующее                             | 15 - бонка                             |
| 8 - фланец верхний                                  | 16 - масляная ванна                    |

Рис.4. Схема приспособления для испытания прицепных шатунов

Использование комплексного подхода для обоснования прочностной надежности деталей и узлов современных форсированных дизелей, включающего в себя объединение и

анализ результатов исследований, проводимых по трем независимым направлениям позволяет обеспечить безотказную работу изделий в течение заданного срока эксплуатации. Применение данного подхода по опыту проектирования является необходимым условием для обеспечения прочностной надежности основных несущих звеньев двигателя на весь срок эксплуатации, что подтверждается накопленными знаниями по исследованию таких деталей как коленчатый вал, блок цилиндров, крышка цилиндра, втулка цилиндра, головка, тронк поршня и т.д.

#### Список литературы

1. Салтыков М.А. Прочность ДВС. Методы и средства обеспечения. Часть 1. М.: МГОУ, 1995. 90с.
2. Конструирование двигателей внутреннего сгорания / Н.Д. Чайнов, Н.А. Иващенко, А.Н. Краснокуцкий, Л.Л. Мягков / Под ред. Н.Д. Чайнова. М.: Машиностроение, 2008. 496 с.
3. Салтыков М.А., Матисен А.Б., Чайнов Н.Д., Мягков Л.Л. Прочностной анализ шатунов тепловозных дизелей с помощью поэтапного соединения макроэлементной и объемной конечно-элементной моделей // Двигателестроение. 2004. №4. С. 3-5.
4. Серенсен С.В., Когаев В.П., Шнейдерович Р.М. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. Руководство и справочное пособие/под ред. С.В. Серенсена. М.:Машиностроение, 1975. 488 с.
5. Авиев А.В., Чайнов Н.Д. Применение безразрывного рычажного токосъемника в ДВС //М.:НИИНФОРМТЯЖМАШ, 1978. 4-78-20. С. 9.

Design and experimental study of connecting rod strength and reliability at the stages of high performance engine creation and modernization.

77-30569/286502

# 12, December 2011

authors: N.D. Chainov, Matisen A.B.

Bauman Moscow State Technical University

[ir1043k@yandex.ru](mailto:ir1043k@yandex.ru)

[mab5-5@yandex.ru](mailto:mab5-5@yandex.ru)

The main stages of studying modern high performance engine connecting rod strength and reliability are shown. The study includes combining and analysis of calculation and experimental results. The hierarchical system of mathematical models for structural analysis and cyclic strength estimation of connecting rods has been considered. The rationality of combining macro-element method (used at the first stage) with three-dimensional finite-element analysis used at the final stage is shown.

**Publications with keywords:** [connecting rod](#), [intense-deformed condition](#)

**Publications with words:** [connecting rod](#), [intense-deformed condition](#)

### Reference

1. Saltykov M.A., The solidity of the internal combustion engine. Methods and tools to ensure, Part 1, Moscow, MGOU, 1995, 90 p.
2. N.D. Chainov, N.A. Ivashchenko, A.N. Krasnokutskii, L.L. Miagkov, in: N.D. Chainov (Ed.), Design of internal combustion engines, Moscow, Mashinostroenie, 2008, 496 p.
3. Saltykov M.A., Matisen A.B., Chainov N.D., Miagkov L.L., Dvigatelistroenie 4 (2004) 3-5.
4. Serensen S.V., Kogaev V.P., Shneiderovich R.M., in: S.V. Serensen (Ed.), Bearing capacity and settlement of details of machines for strength. Guide and Reference, Moscow, Mashinostroenie, 1975, 488 p.
5. Aviev A.V., Chainov N.D., Moscow, NIIFORMTIaZhMASH, 1978.