

Метод оптимизации формы основных деталей ДВС

Чирский С.П., Мягков Л.Л.
МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия

Аннотация

При работе поршневого двигателя на каждую из его основных деталей действует одновременно несколько сил. Как величина, так и направление этих сил зачастую периодически изменяются во времени, а их амплитуды достигают больших значений. По этой причине поиск формы детали, наилучшим образом приспособленной к работе под действием рабочих нагрузок, было и остается актуальной задачей. В данной статье описана методика оптимизации формы основных деталей поршневого двигателя внутреннего сгорания. Оптимизация заключается в поиске такой формы детали, которая обеспечивает достаточную работоспособность детали и минимум ее массы. Методика основана на использовании метода конечных элементов и реализована в программном комплексе ANSYS. Описан алгоритм методики, предложены некоторые критерии работоспособности для шатуна поршневого двигателя. Представлен результат применения методики для оптимизации формы шатуна тепловозного дизеля.

1. Введение

Основные детали поршневого двигателя – шатун, коленчатый вал, блок цилиндров – являются наиболее нагруженными и при этом наиболее ответственными деталями. Значения действующих сил изменяются из-за протекания рабочего процесса в цилиндрах. Чем выше удельные мощностные показатели двигателя, тем больше амплитуды действующих сил. Часть деталей движется, из-за чего на них дополнительно действуют инерционные нагрузки. Некоторые из этих сил передаются на сопряженные неподвижные детали. Поэтому снижение массы подвижных деталей способно улучшить условия их работы. Кроме того, снижение масс деталей уменьшает материалоёмкость конструкции двигателя. Это может понизить стоимость двигателя.

На основные детали действует одновременно несколько сил, поэтому достаточно трудно интуитивно определить, какую форму должна иметь работоспособная деталь минимальной массы. Для нахождения такой формы необходимо решить оптимизационную задачу с массой или стоимостью детали в качестве функции цели и ограничениями, связанными с работоспособностью исследуемой детали.

Работоспособность конструкции детали чаще всего оценивается по результатам моделирования напряженно-деформированного состояния, выполняемого с помощью метода конечных элементов для трехмерных моделей. Такой способ позволяет получить подробные эпюры напряжений и деформаций, возникающих в детали. Трехмерная постановка задачи

обеспечивает высокую точность решения и дает возможность быстро определять массу детали.

2. Обзор методов оптимизации

С точки зрения способа изменения формы исследуемой детали, используемые в настоящее время методы оптимизации можно разделить на 3 группы. Первая группа методов основана на «ручном» анализе результатов моделирования напряженно-деформированного состояния детали и соответствующем изменении ее конструкции [1-5]. Для такого подхода характерна большая гибкость. Создать алгоритм, анализирующий информацию так же, как это делает человеческий мозг, крайне сложно. В то же время, «ручной» анализ информации и внесение изменений в конструкцию занимает достаточно много времени. Поэтому так можно исследовать только небольшое количество вариантов конструкции.

Вторая группа методов основана на параметрической оптимизации [6-11]. Модель оптимизируемой детали параметризуется, то есть некоторым ее характерным размерам ставятся в соответствие переменные величины. Изменяя значения этих переменных, можно изменять форму детали. Далее ищется такое сочетание значений параметров, которое обеспечивает лучшее решение оптимизационной задачи. Параметрическая оптимизация позволяет исследовать достаточно большое количество вариантов конструкции, однако форма полученной детали не будет радикально отличаться от исходной модели, так как сильно отличающаяся геометрия описывается другим набором размеров. Так, если исходный шатун имел стержень I-образного сечения (двутавр с перемычкой в плоскости качания шатуна), то в результате параметрической оптимизации не будет шатун со стержнем H-образного сечения (двутавр с полками в плоскости качания шатуна).

Третья группа методов оптимизации – это методы топологической оптимизации, предполагающие поиск оптимальной формы детали в некоторой допустимой области [11-14]. В результате такой оптимизации может быть получена деталь абсолютно непредсказуемой формы, что с одной стороны является преимуществом, так как позволяет найти новое неочевидное решение. Однако полученная форма может оказаться не технологичной, поэтому требует проведения дополнительного анализа.

Для нахождения оптимальной формы детали из множества возможных решений используются различные методы поиска.

В случае «ручной» оптимизации не предусматривается особых алгоритмов изменения формы детали. Результат во многом зависит от знаний и опыта человека, выполняющего эту работу.

Часто закон изменения формы детали непосредственно связан с результатами моделирования ее напряженно-деформированного состояния. То есть вводятся обратные связи между, величинами,

определяющими работоспособность и параметрами, описывающими форму детали.

В случае параметрической оптимизации известна область допустимых значений каждого параметра. Среди всех возможных комбинаций необходимо найти лучшую. Для этого используются различные алгоритмы поиска, такие как простой перебор [6], метод первого порядка [7], алгоритм кукушки [8], алгоритмы на основе теории игр [9], генетические алгоритмы [8,9,10,11], градиентные методы [11] и эволюционные стратегии [11].

Топологическая оптимизация позволяет исследовать большее число вариантов конструкции. Поэтому в этом случае используются эффективные алгоритмы поиска оптимального решения, чаще всего генетические алгоритмы [11-14].

Технически полный процесс оптимизации детали реализуется с помощью различных программных продуктов. Твердотельные модели строятся в таких пакетах программ, как SolidWorks [8,12], Catia [3,5,9], Pro/MECHANICA [6], PRO/E Wildfire [2]. Для моделирования напряженно-деформированного состояния в различных исследованиях используются: COMSOL [8], ANSYS [1,4,6,7,11], ABAQUS [3,9], FEMFAT [9], MSC/PATRAN [12]. Процесс поиска оптимального решения выполняется как средствами пакетов программ, реализующих метод конечных элементов, так и с помощью сторонних приложений. Эти приложения могут управлять изменением твердотельной и конечно-элементной модели исследуемой детали, выполнением необходимых расчетов и анализа результатов. В качестве примеров можно привести MatLab [8], ANSA [9], OptisLang [11], MSC/NASTRAN [12], HYPERMESH Optistruct [13], TOSCA [14].

Таким образом, имеется большое количество комбинаций программных продуктов, с помощью которых можно решать задачи оптимизации формы деталей поршневых двигателей. При этом некоторые пакеты программ содержат все необходимые инструменты для выполнения оптимизации. Так, в [8] все этапы - построение твердотельной и конечно-элементной моделей, задание граничных свойств, моделирование напряженно-деформированного состояния и непосредственно оптимизация - выполнены в среде ANSYS Mechanical.

Метод «ручной» оптимизации мало перспективен для сложных деталей, так как не позволяет быстро рассмотреть большое количество вариантов конструкции. Параметрическая оптимизация проще с точки зрения реализации, при этом позволяет получить хорошие результаты. Однако новая конструкция детали не будет радикально отличаться от базовой конструкции. Топологическая оптимизация позволяет получить радикально новую форму детали и обладает большой гибкостью. Однако реализация этого метода оптимизации сложнее. Могут использоваться

различные алгоритмы поиска оптимального варианта конструкции. Однако он должен быть тем эффективнее, чем большее количество вариантов рассматривается. Например, в случае параметрической оптимизации с большим числом параметров поиск простым перебором вариантов может занять много времени.

3. Описание методики оптимизации

Цель исследования заключается в следующем: необходимо разработать алгоритм топологической оптимизаций формы основных деталей поршневого двигателя внутреннего сгорания, целевой функцией которого выбрана масса детали, а ограничения связаны с ее работоспособностью. Оптимизация выполняется для трехмерной модели, работоспособность оценивается по результатам моделирования напряженно-деформированного состояния методом конечных элементов. Предпочтение отдано топологической оптимизации, так как она позволяет найти новые варианты конструкции. Такой подход предпочтителен для оптимизации деталей поршневого двигателя внутреннего сгорания, так как для них решение задачи оптимизации не очевидно.

Реализация топологической оптимизации осуществляется в программе ANSYS. Изменение формы детали выполняется с помощью встроенной функции рождения и смерти элементов. Эта функция позволяет отключать или включать любые элементы конечно-элементной модели. Отключение элемента эквивалентно удалению соответствующего объема материала. Функция может работать только с заранее созданными элементами, поэтому для обеспечения возможности получения после оптимизации формы, сильно отличающейся от исходной, исходная оптимизируемая модель должна содержать запас материала. Фактически, исходная оптимизируемая модель описывает пространство, в пределах которого может содержаться искомая деталь. Объем и форма этого пространства ограничены конструктивными соображениями и условиями сопряжения деталей. Кроме того, в исходной модели должны быть предусмотрены области для адекватного задания граничных условий. В первую очередь следует обращать внимание на поверхности, посредством которых исследуемая деталь контактирует с другими деталями. Все это гарантирует возможность установки новой детали в существующий двигатель.

Из соображений удобства работы и простоты импорта в ANSYS средой для построения исходных твердотельных моделей выбран SolidWorks. С его помощью строится исходная оптимизируемая модель, а также модели деталей, необходимых для адекватного задания граничных условий.

Алгоритм процесса оптимизации заключается в следующем: для оптимизируемой модели моделируется напряженно-деформированное состояние при действии рабочих нагрузок. По итогам его анализа конечно-элементная модель детали изменяется путем отключения части элементов. Для полученной новой конструкции повторно выполняется моделирование

напряженно-деформированного состояния, что позволяет определить, работоспособна ли деталь и есть ли у нее потенциал дальнейшей оптимизации. Так как целевой функцией оптимизации является масса детали, то материал исходной модели удаляется до тех пор, пока деталь работоспособна. При этом неизменными остаются те области, которые обеспечивают задание граничных условий и взаимодействие исследуемой и сопряженных деталей. Процесс оптимизации носит итерационный характер, так как циклы удаления или добавления материала повторяются до получения

Работоспособность детали в первую очередь определяется ее прочностью - пока минимальный коэффициент запаса прочности детали больше, чем некоторая минимальная допустимая величина, деталь остается работоспособной. Однако работоспособность некоторых деталей ограничивается другими характеристиками, например жесткостью.

Текст программы оптимизации написан на встроенном языке программирования APDL. Целевой функцией оптимизации может быть выбран любой параметр, характеризующий деталь. При необходимости могут быть изменены параметры, определяющие процесс оптимизации: критерий отключения элементов, диапазоны допустимых значений и т.п. Кроме того, могут быть введены дополнительные ограничения. Длительность процесса оптимизации определяется длительностью выполнения расчета напряженно-деформированного состояния. Вычисление необходимых величин, обработка результатов и изменение формы детали занимает несколько минут.

4. Примеры использования методики оптимизации.

4.1. Получение новой формы детали

Подробнее процесс оптимизации рассмотрим на примере шатуна среднеоборотного тепловозного дизеля. Целью оптимизации является снижение массы. Его работоспособность ограничивается несколькими параметрами. Прочность шатуна должна быть достаточна, то есть коэффициент запаса прочности во всех сечениях должен быть достаточно велик. Это гарантирует, что шатун не будет разрушен под действием рабочих нагрузок. Однако этого условия недостаточно. В конструкцию шатуна входит высоконагруженный шатунный подшипник скольжения. Качество его работы зависит от его формы. То есть необходимо ограничивать изменение формы зоны шатунного подшипника. Также необходимо ограничивать деформацию стержня шатуна, так как она влияет на степень сжатия и на кинематику шатунно-поршневой группы.

Еще одна особенность условий работы шатуна состоит в том, что на него действует несколько переменных по величине и направлению сил. Поэтому для него выполняется расчет для определения циклической прочности по методике, описанной в [15]. Общая последовательность действий такова:

- определяются два сочетания сил, описывающие цикл нагружения;
- для найденных сочетаний сил производится моделирование напряженно-деформированного состояния;
- по методике [15] для исследуемой детали определяются коэффициенты, необходимые для вычисления коэффициента запаса по критерию циклической прочности;
- результаты моделирования используются для вычисления для каждого элемента модели коэффициента запаса по критерию циклической прочности;

Исходная оптимизируемая модель показана на рисунке 1. В ней предусмотрен запас материала, в пределах которого может быть найдена искомая оптимальная форма. Формы и размеры поверхностей верхней и нижней головок аналогичны конструкции прототипа. Упрощенные модели шатунной шейки, поршневого пальца и поршня необходимы для адекватного задания граничных условий. Объемы нижней и верхней головок разделены на кольцевые сектора для упрощения ее разбиения качественной конечно-элементной сеткой.

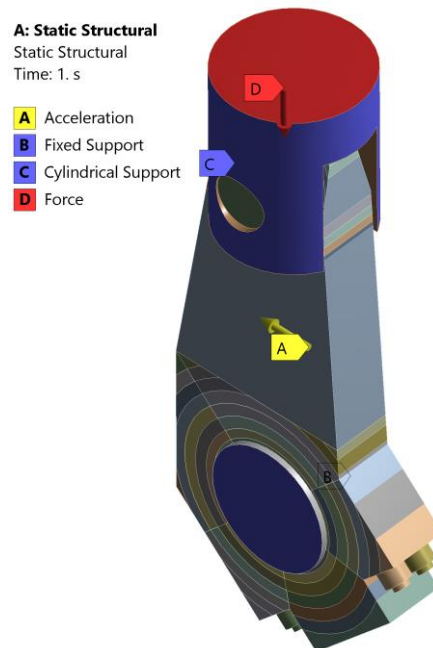


Рис.1. Исходная оптимизируемая модель.

Вертикальная составляющая суммы сил давления газов на поршень и инерции приложена к огневому днищу поршня. Горизонтальная составляющая этой суммы моделируется горизонтальным ускорением, действующим на все детали при условии, что ненулевой плотностью обладает только поршневой палец. Для торцевых поверхностей шатунной шейки задано граничное условие типа заделка.

Цикл нагружения описан действием максимальной сжимающей и максимальной растягивающей сил. Действию этих сил соответствуют углы поворота коленчатого вала 185° и 0° соответственно. Угол поворота коленчатого вала, равный 0° , соответствует началу такта сжатия. Также

учтено влияние сил затяжки шатунных болтов. Форма шатунного болта и отверстия под него остаются неизменными в течение всего процесса оптимизации.

Жесткость стержня шатуна оценивается по величине перемещения контрольной точки на верхней головке. Если оно больше допустимого значения, то настройки процесса включения-выключения элементов изменяются так, чтобы повысить жесткость стержня.

Жесткость нижней головки шатуна оценивается по степени овализации поверхности шатунного подшипника. При недостаточной жесткости, как и для стержня шатуна, изменяются настройки включения-выключения элементов.

На рисунке 2а показана полученная в процессе оптимизации конечно-элементная модель, описывающая новую форму детали. Такая модель может быть использована для проверки работоспособности, однако ее поверхность описана грубо. Требуется дополнительные действия для того, чтобы из конечно-элементной модели получить полноценную сглаженную твердотельную модель детали. В данном исследовании сглаживание выполнялось в программе Geomagic Freeform фирмы 3DSystems. Результат представлен на рисунке 2б.

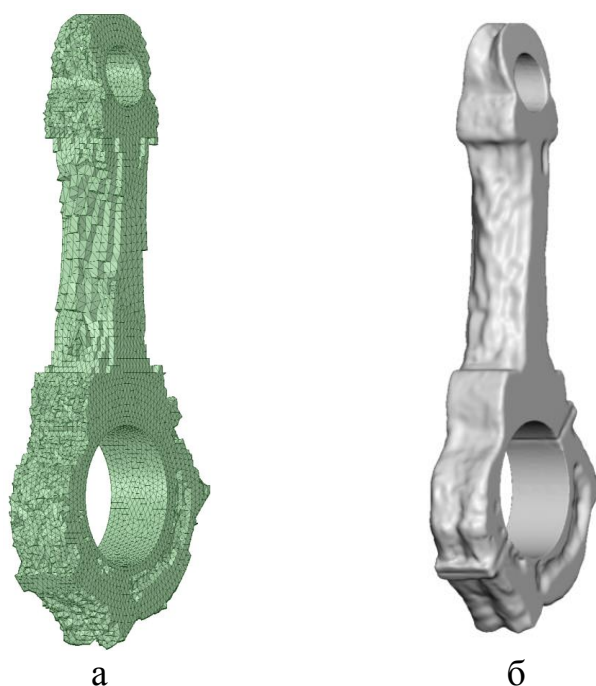


Рис.2. Оптимизированная модель шатуна: а – конечно-элементная модель, б – сглаженная модель

4.2. Оптимизация формы существующей детали

Описанная методика может быть использована для оценки возможности оптимизации существующих деталей. Для этого в качестве исходной оптимизируемой модели необходимо использовать модель существующей детали. Если это возможно, то будет удалена часть материала детали. При этом будет выполнено условие достаточной

работоспособности. Пример результата такого исследования приведен на рисунке 3. Слева показана деталь до оптимизации, справа - после. Масса детали уменьшена на 3,2%.

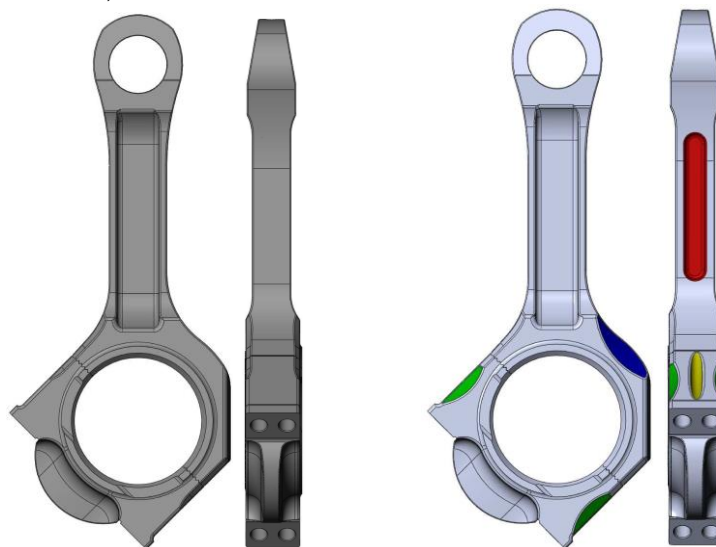


Рис.3. Пример оптимизации существующей конструкции.

Заключение

Разработанная методика позволяет выполнять поиск новой формы детали в пределах некоторой исходной модели, а также оптимизировать форму существующих деталей. Текст программы написан на встроенном языке программирования APDL. Функцией цели оптимизации может быть как масса детали, так и ряд других параметров, таких как максимальный или минимальный коэффициент запаса прочности или степень равнопрочности детали. Могут учитываться дополнительные ограничения, например жесткость детали. Таким образом, методика достаточно универсальна и может применяться для различных задач, связанных с поиском оптимальной формы деталей.

Длительность процесса оптимизации почти полностью определяется затратами времени на выполнение моделирования напряженно-деформированного состояния детали. Процесс обработки результатов и включения-выключения элементов занимает несколько минут даже для моделей, состоящих из количества элементов.

Вместе с тем, остается ряд проблем и недостатков, требующих решений.

Методика не может применяться для оптимизации формы тех деталей, на которые действуют тепловые нагрузки. Это вызвано сложностью обновления тепловых граничных условий для поверхностей, изменяющихся в процессе оптимизации. По этой причине не удастся провести оптимизацию формы поршня.

На данный момент преобразование конечно-элементной модели требует много «ручной» работы и занимает много времени. Необходимо хотя бы частично автоматизировать этот процесс.

Оценка работоспособности шатунного подшипника по величине овализации его поверхности видится недостаточно точной и надежной. Разрабатывается уточненный метод, состоящий в выполнении эластогидродинамического расчета подшипникового узла после каждой итерации оптимизации формы. Такой подход требует больше времени, но позволяет адекватнее оценить условия работы шатунного подшипника.

Литература

1. Shenoy, P. and Fatemi, A., Connecting Rod Optimization for Weight and Cost Reduction, SAE Technical Paper 2005-01-0987, 2005, DOI:10.4271/2005-01-0987.
2. Pranav G. Charkha, Santosh B. Jaju, Analysis & Optimization of Connecting Rod, Second International Conference on Emerging Trends in Engineering and Technology, ICETET-09, pp. 86-91, DOI: 10.1109/ICETET.2009.30.
3. Rohit B. Bhandwale, Niloy K. Nath, Shailesh S. Pimpale, Design and Analysis of Connecting Rod with Abaqus, International Journal on Recent and Innovation Trends in Computing and Communication, 2016, Volume 4 Issue 4, pp. 906-912.
4. Zheng Bin Liu Yongqi, Ji Lixia, Finite Element Analysis and Structural Improvement of Diesel Engine Connecting Rod, 2010 Second International Conference on Computer Modeling and Simulation, pp. 175-178, DOI: 10.1109/ICCMS.2010.238.
5. Dongkai Jia, Ke Wu, Shi Wu, Yuntong Jia, Chao Liang, The Structural analysis and Optimization of Diesel Engine Connecting Rod, 2011 International Conference on Electronic & Mechanical Engineering and Information Technology, pp. 3289-3292, DOI: 10.1109/EMEIT.2011.6023712.
6. Xianjun Hou, Cuicui Tian, Dan Fang, Fuming Peng, Fuwu Yan, Sensitivity Analysis and Optimization for Connecting Rod of LJ276M Electronic Gasoline Engine, 2009, Computational Intelligence and Software Engineering, DOI: 10.1109/CISE.2009.5363219.
7. А.М. Лимаренко, А.А. Романов, М.А. Алексеенко, Оптимизация шатуна автомобильного двигателя методом конечных элементов, Труды Одесского Политехнического Университета, 2012, №2 (39), с. 98-100.
8. S. A. Moezi, E. Zakeri, Y. Bazargan-Lari, A. Zare, 2&3-dimensional optimization of connecting rod with Genetic and modified Cuckoo optimization algorithms, IJST, Transactions of Mechanical Engineering, 2015, Volume 39, No. M1, pp. 39-49.
9. Alberto Clarich, Marco Carriglio, Giulio Bertulin, Günther Pessl, Connecting rod optimization integrating modeFRONTIER with FEMFAT, 6-th BETA CAE International Conference.
10. García, M.J., Boulanger, P. Henaou, M. Structural optimization of as-built parts using reverse engineering and evolution strategies, Struct Multidisc Optim (2008) 35: 541. DOI:10.1007/s00158-007-0122-6.

11. Dirk Roos, Jörn Nelz, Andreas Grosche, Peter Stoll, Workflow-Konzepte zum benutzerfreundlichen, robusten und sicheren Einsatz automatischer Optimierungsmethoden, 21th CAD-FEM Users' Meeting 2003 International Congress on FEM Technology.

12. M.S. Shaari, M.M. Rahman, M.M. Noor, K. Kadirgama, A.K. Amirruddin, Design of connecting rod of internal combustion engine: a topology optimization approach, National Conference in Mechanical Engineering Research and Postgraduate Studies, 2010, pp. 155-166.

13. Vikram A. Shedge, K. H. Munde, Optimization of Connecting Rod on the basis of Static & Fatigue Analysis, IPASJ International Journal of Mechanical Engineering (IJME), 2015, Volume 3, Issue 5, pp. 7-13.

14. Peter Boehm, Dietmar Pinkernell, Topology Optimization of Main Medium-Speed Diesel Engine Parts, CIMAC Congress 2010, Bergen.

15. Краснокутский, А.Н. Оценка выносливости базовых деталей поршневых двигателей : учеб. пособие / Л.Л. Мягков, Н.Д. Чайнов, А.Н. Краснокутский.— М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2013