

Л.В.АВТОНОМОВА, канд. техн. наук, вед. науч. сотр., НТУ «ХПИ»;
Ю.П.АНАЦКИЙ, ст. инж., АО «УПЭК», Харьков;
А.В.СТЕПУК, канд. физ.-мат. наук, ст. науч. сотр., НТУ «ХПИ»;
Ю.М.ШМЫГАРЕВ, канд. физ.-мат. наук, науч. сотр., НТУ «ХПИ»;

ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ СТРУКТУРНОЙ СИСТЕМЫ КОРПУСА ДВС

Запропоновано підхід до динамічного аналізу складної структурної системи двигуна внутрішнього згоряння. На прикладі корпусу ДВС тепловоза досліджено вплив зміни геометрії на резонансні частоти і амплітуду коливань.

It is suggested an approach to dynamic analysis of complex structural systems of internal combustion engine. Influence of the varying geometry on the resonance frequency and amplitude of oscillation is investigated for a locomotive engine body sample.

Введение. При создании экономичных и надежных в эксплуатации ДВС на стадии конструкторского проектирования необходимы точные оценки степени оптимальности разработки. Особое значение в таких случаях приобретает виртуальное проектирование всей сложной функциональной системы, ее подсистем и отдельных составных частей оригинальных узлов, деталей и т.д.

Для полного прогноза состояния и поведения во времени такой сложной системы, прежде всего, требуется провести структурный анализ связанных подсистем. При анализе структуры важно выявить взаимосвязь между ее подсистемами и элементами, с учетом воздействия одного элемента на другой и характера их физического взаимодействия. Далее, необходимо провести функциональный анализ – теоретическое исследование системы, в рамках которого, каждая подсистема рассматривается исключительно с позиции ее внешнего аспекта, поскольку в иерархически организованных сложных системах сущность функций какого-либо элемента в подсистеме определяется не столько структурой этого элемента, сколько ролью его в структуре самой системы. Таким образом, прочностной и динамический анализ ее подструктур, элементов, имеющий многоуровневый характер, выполняется с целью выяснения влияния отдельных параметров на формирование исследуемых динамических характеристик системы.

В общем случае силы, действующие при работе двигателя на различных режимах, влияют, помимо прочностных свойств узлов и деталей, на уравновешенность двигателя, характер и амплитуду колебательных процессов, возникающие в механизмах. Так при расчете подсистем ДВС необходимо знать характер и амплитуды колебательных процессов для учета их влияния на прочность системы, уменьшения уровней вибрации ДВС с применением систем снижения активности источников вибрации, а также специальных технологических и конструкторских решений на стадии предварительного проектирования.

Постановка задачи. Динамический анализ ДВС обычно имеет многовариантный характер и позволяющий определить отдельные параметры, влияющие на формирование исследуемых динамических характеристик всей системы. Наиболее трудоемкие задачи анализа связаны с оценками напряженно-деформированного состояния при колебаниях, вызванных регулярными возмущениями. Такие оценки требуют многократного определения собственных частот и форм динамической модели, включая как ее подсистемы, так и отдельные элементы на каждом шаге вариации упруго-инерционных параметров. При этом, зависящие от времени нагрузки, нестационарные реакции механизмов (подсистем) в значительной степени усложняют динамический анализ крупногабаритных ДВС [1]. Для прогнозирования поведения и состояния этой системы используются традиционные методы анализа: расчет напряжений при статической нагрузке, анализ собственных колебаний, частотный отклик отдельных узлов и элементов, в том числе и для предотвращения появления усталостных трещин во всей конструкции ДВС, возникающих за счет вибрации отдельных ее элементов.

При проектировании проводятся многочисленные работы по снижению уровней вибрации ДВС посредством снижения активности источников вибрации, а также специальных технологических и конструкторских решений на стадии технического задания. При этом применение только традиционных виброизоляторов не позволяет решить проблему виброизоляции двигателей и требуется проведение предварительного динамического анализа его подсистем и элементов.

На примере оригинальной конструкции корпуса крупногабаритного ДВС рис. 1, возможные модификации которого очень различаются и включают разнообразные конструкционные элементы, проводился анализ структуры корпуса ДВС. Такой анализ позволил выявить взаимосвязь между его отдельными элементами при изменении их геометрии. Затем проводился предварительный динамический анализ корпуса, в результате чего находились решения, позволяющие сместить резонансный пик его амплитудно-частотных характеристик, уменьшая амплитуду вынужденных колебаний двигателя (системы) а также разгрузки в концентраторах напряжений для предотвращения разрушений в опасных областях и повышения динамической прочности системы в целом.

Метод решения. Использование численного метода МКЭ для динамического анализа ДВС, позволяет решать задачи определения собственных частот для упрощенных моделей, что может уже на предварительном этапе конструирования дать результаты, которые дадут возможность избежать изначальных прочностных ошибок проектирования ДВС. При этом следует отметить, что часто требуется применение новых, в том числе достаточно оригинальных моделей, для нахождения наилучших решений. Введение некоторых упрощений в сложную модель необходимо проводить так, чтобы это существенно не отразилось на адекватности реальному объекту.

Важным этапом выполнения анализа несущей способности конструкции (системы или подсистемы) является составление расчетной схемы. Как правило, на первом этапе вводится расчетная схема для укрупненного анализа и

оценки состояния конструкции, в общем. Далее на основе полученных данных осуществляется детальное моделирование прогнозируемых опасных зон по критериям динамической прочности.

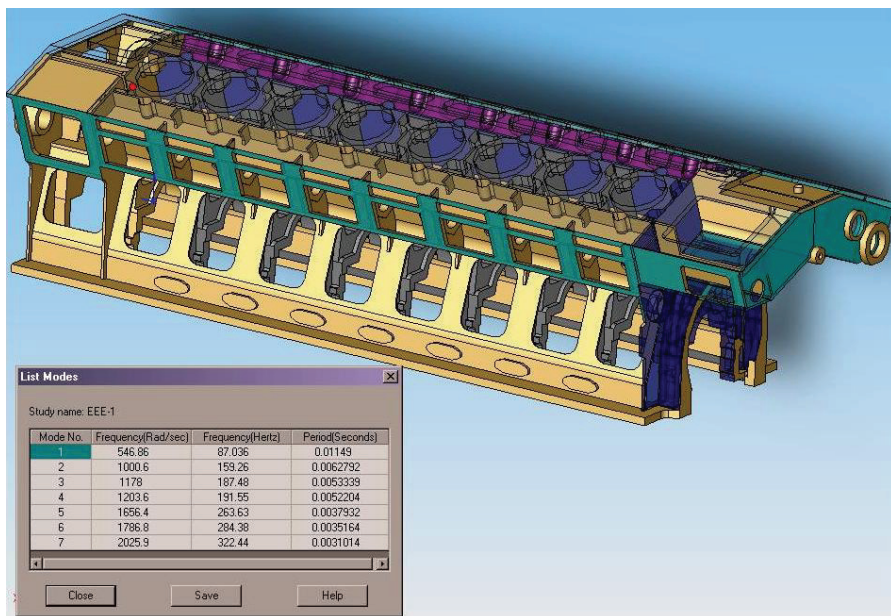


Рисунок 1 – Общий вид картера ДВС

В настоящей работе с помощью программы ANSYS на основе МКЭ было проведено моделирование корпуса ДВС и решение задачи определения собственных частот. Расчетная модель, имеющая около 90 000 степеней свободы, строилась при использовании предварительно подготовленной двухмерной модели корпуса в программе AutoCAD. При этом учитывалось, что упрощение модели для сокращения времени на ее подготовку можно проводить лишь до некоторого предела, чтобы точность расчета не повлияла на преимущества конечно-элементного подхода. Отдельные фрагменты модели характеризовались наличием сложной структуры пересечения поверхностей с наличием малых поверхностей, образующихся при наложении различных операций при моделировании. Это вызывало трудности генерации конечно-элементной сетки и необходимости в «огрублении» модели с удалением несущественных конструктивных элементов.

Не менее важной задачей подготовительного этапа является формирование поверхностей для последующего задания на них граничных условий. В данном исследовании, учитывая геометрическую сложность и крупные габариты (рис. 1) корпуса, была создана твердая модель, приближенно отвечающая натурному объекту, не искажая стратегию прочностного анализа и позволяющая прогнозировать опасные либо проблемные зоны.

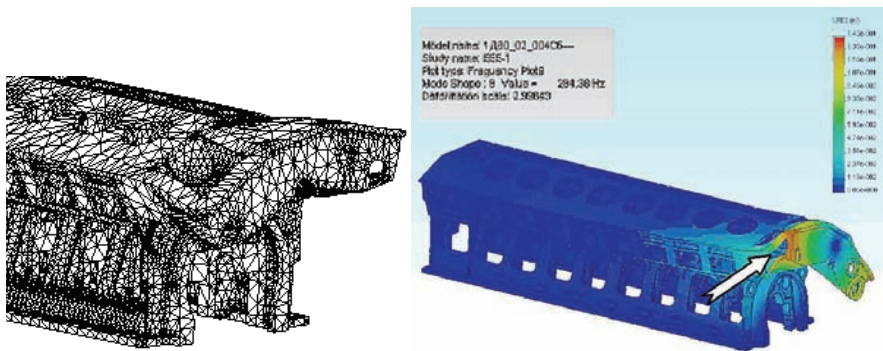


Рисунок 2 – Конечно-элементная сетка; 6-й гармоника колебаний

На следующем этапе каждый из набора связанных объемов разбивался генератором сетки на элементы гексаэдрической формы. После серии расчетных экспериментов в качестве основы была выбрана конечно элементная сетка со следующими параметрами: количество элементов – 189381; количество узлов – 373532. Фрагменты разбивки показаны на рис. 2.

В качестве оценочных параметров динамического поведения системы были выбраны частота резонансных колебаний, их модальная форма и величина максимальных относительных отклонений. При моделировании рассматривались также различные варианты конструкции подкрепляющих силовых элементов на корпусе, предназначенных для перераспределения зон распространения колебаний на другие участки корпуса.

Анализ результатов. В результате расчетов были построены амплитудно-частотные характеристики расчетной модели корпуса ДВС. В качестве примера на рис.2 показаны шестая гармоника колебаний корпуса со стороны наиболее опасного участка, в котором области развития трещин отмечены стрелкой. В указанной области были детально проанализированы вибрационные процессы с использованием локального сгущения конечно-элементной сетки. Результаты исследования форм колебаний, отвечающих нижней части спектра собственных частот корпуса двигателя, позволило установить совпадение зон повышенного возбуждения вибраций на корпусе для шестой формы колебаний (собственная частота 278 Гц) с наиболее выраженной областью трещинообразования в корпусе эксплуатируемого двигателя, что позволило сделать вывод о наибольшем риске разрушений именно при такой частоте

Полученные результаты затем сравнивались с экспериментальными [2,3] данными частотной диаграммы провода вала дизеля типа Д100 (рис. 3), геометрия которого подобна рассматриваемому в работе дизелю. В приведенных экспериментальных данных собственные частоты вала соответствуют 3200 кол/мин. При такой частоте в рабочем диапазоне частот вращения вала 400-850 об/мин в резонанс попадают гармоники моментов 4, 5, 6 и 7. В идеальном случае гармоника 6-го порядка не должна иметь пересечений с кривыми собственных частот (А и Б на рис. 3). Рассчитанная для корпуса ДВС, гармоника 6-го порядка собственной частоты – 278 Гц соответствует $278 \cdot 60 / 2\pi = 2656$

кол/мин, пересекает кривую Б собственных частот, что может приводить к разрушению узлов ДВС. Для предотвращения таких последствий необходимо принятие мер гашения таких колебаний с помощью силиконовых демпферов и иных механизмов поглощения колебаний.

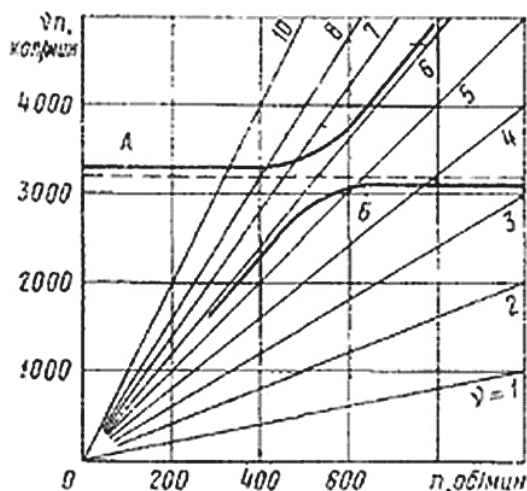


Рисунок 3 – Зависимость частоты гармонических составляющих вращающих моментов от частоты вращения вала дизеля Д100

В частности, альтернативным решением может быть усиление прочности в зонах интенсивных колебаний дополнительными механическими элементами, т.н. «косынками». Анализ такой усовершенствованной конструкции показал незначительное изменение резонансной частоты – до 284 Гц (рис. 2) при существенном сокращении (в 2 раза) относительных перемещений в опасных зонах. Это позволяет утверждать, что небольшое конструктивное дополнение снижает риск возникновения разрушений в концентраторах напряжений в несколько раз.

Выводы. При проектировании ДВС для снижения уровней вибрации целесообразно применение специальных технологических и конструкторских предложений уже на стадии технического задания.

Основными критериями анализа таких конструкций принимаются: расчет напряжений при статической нагрузке, анализ собственных колебаний и частотный отклик, относительные перемещения.

Полученные данные должны сравниваться с экспериментально полученными результатами, что позволяет, в дальнейшем, перейти к анализу долговечности.

Использование конечно-элементной модели показало высокую эффективность предлагаемой методики анализа динамического поведения корпуса ДВС.

Список літератури: 1. *Пильов В.О., Шеховцов А.Ф.* Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників Т.4. Основи САПР ДВЗ. / За ред. *А.П. Марченка, А.Ф. Шеховцова.* – Харків, Прапор, 2004. – 336 с. 2. *Володин А.И.* Локомотивные двигатели внутреннего сгорания. – М.: Транспорт, 1990. – 256 с. 3. *Zunmin Geng, Jin Chen and J. Barry Hull,* Analysis of engine vibration and design of an applicable diagnosing approach // International Journal of Mechanical Sciences. – 2003. – Vol. 45, Issue 8. – PP. 1391-1410.

Поступила в редколлегию 03.11.2010

УДК 621.88

А.Г.АНДРЕЄВ, канд. техн. наук, доц., НТУ «ХПІ»;
О.В.ЩЕПКИН, наук. співр., НТУ «ХПІ»

ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ДЕЯКИХ ТИПІВ ПРОФІЛЬНИХ З'ЄДНАНЬ З НАТЯГОМ

Описана імітаційна модель, призначена для дослідження процесу складання конструкцій, які мають з'єднання з натягом, забезпечує виконання технологічних і міцностних вимог до конструкції. Контактна задача вирішується за допомогою ПК ANSYS. Результати наведені у вигляді таблиці та малюнків.

The created simulation model is intended for a research of assembly, ensures execution technological and strength of the requirements to a construction. Hertzian problem is solved by the program complex ANSYS. Results are given in the form of tables and drawings.

У сучасному машинобудуванні для установки деталей на валах з можливістю передачі крутного моменту застосовуються шліцові та шпоночні з'єднання. Такі з'єднання є недостатньо зносостійкими, трудомісткими, нетехнологічними в виготовленні. Намагання усунути ці недоліки призвело до появи профільних безшпоночних конструкцій, які використовують вали некруглого поперечного перерізу, які з'єднуються з натягом із втулкою відповідної форми. Такі з'єднання застосовуються для виготовлення складних зубчастих, черв'ячних та локомотивних коліс, колінчатих валів, з'єднання зубчастих коліс з валами, для посадки підшипників коливання на вал, роторів електродвигунів та ін. З'єднання з натягом відносять до нероз'ємних, хоча вони займають проміжне положення між роз'ємними та нероз'ємними. Ці з'єднання можна розбирати без зруйнування деталей, однак повторне їх складання не завжди забезпечує надійність з'єднання.

Профільні з'єднання є високонадійними та дозволяють передавати значні осьові зусилля та крутячі моменти. Вони прості за конструкцією та технологією виготовлення (немає проміжних деталей, добре базування у процесі складання), але потребують високої точності виготовлення. Існують такі основні способи складання деталей при посадках з натягом: 1) складання під пресом за рахунок його осьового зусилля при нормальній температурі, так зване поздовжнє запресування; 2) складання з попереднім розігрівом охоплюючої деталі (втулка) і (або) охолодженням охоплюваної деталі (вал) до визначеної темпе-