

расчетов траектории поршня. В качестве новых критериальных ограничений были взяты расчетные характеристики точки А': $N' = 340,4$ Вт, $Q' = 14,5$ см³/с, $h'_{\min} = 16$ мкм. Этим ограничениям удовлетворяет ряд точек, среди которых была выбрана точка А'', являющаяся наилучшей по сумме обобщенных выходных параметров.

Результаты расчетов гидромеханических характеристик трибосопряжения «поршень-цилиндр» после оптимизации в осевом и радиальном направлениях приведены в таблице. Здесь же приведены расчеты параметров на режиме максимального момента.

Таблица 1. Результаты оптимизации

Поршень	N, Вт	Q ₁ , см ³ /с	h _{min} , мкм
серийный (точка А)	389,6*	40,4	15,9
	240,7	30,2	12,4
оптимизированный в осевом направлении (точка А')	340,4	14,5	17,1
	209,3	10,4	11,5
оптимизированный в осевом и радиальном направлениях (точка А'')	308,7	17,4	16,0
	188,5	12,8	11,3

* - в числителе результаты на режиме максимальной мощности, в знаменателе – на режиме максимального момента.

Таким образом, для всех принятых зазоров на исследуемых режимах работы двигателя поршень с оптимизированным профилем имеет лучшие гидромеханические характеристики. В ходе оптимизации удалось без значительного изменения толщины смазочного слоя сократить потери мощности на трение на 20,8...21,6 %, расход смазки в направлении камеры сгорания на 56...57,6 %.

Литература:

1. Ю.В. Рождественский, А.П. Маслов, Г.И. Плешаков, В.В. Милицин. Влияние геометрии деталей цилиндропоршневой группы двигателя на гидромеханические характеристики трибосопряжения «поршень-цилиндр»// Двигателестроение.- 2003.- №2.-С.15-18.
2. В.Н. Прокопьев, Ю.В. Рождественский, Н.А. Хозенюк. Применение методов оптимизации для совершенствования гидродинамических опор скольжения двигателей транспортных машин// Вестник Российской академии транспорта: Уральское межрегиональное отделение.- 2001.-№3.-С. 94-98.
3. Соболев И.М., Статников Н.Б. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями.- М.: Наука, 1981.- 285 с.
4. Прокопьев В.Н. Комплекс программ для исследования работы трибосопряжения «поршень-цилиндр» «Орбита – Поршень 3» /Прокопьев В.Н., Рождественский Ю.В., Задорожная Е.А. и др.– Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ №2005610094 Зарег. 11 января 2005г.

АЛГОРИТМ ОПРЕДЕЛЕНИЯ АМПЛИТУД ВЫНУЖДЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ (АПД) НА УПРУГИХ ОПОРАХ

Сорокин А.Н. (Ярославский государственный технический университет)

При проектировании нового двигателя (особенно, с нетрадиционными конструктивными схемами) или модернизации существующих моделей необходимо

прогнозировать его виброактивность и уметь оценивать эффективность различных конструктивных мероприятий, направленных на ее уменьшение. Экспериментальные методы исследования виброактивности двигателей при испытаниях натуральных образцов дают наиболее достоверный результат, однако их проведение связано со значительными затратами времени и материальных средств. При этом бывает, что те или иные конструктивные мероприятия, направленные на снижение уровней вибрации, в рамках уже реализованной конструкции уже неосуществимы. Расчетные исследования, в ходе которых возможны оптимизация конструкции, направленная на уменьшение виброактивности и прогнозирование эффективности соответствующих конструктивных мероприятий, зачастую осложнена необходимостью корректного обоснования расчетной модели и граничных условий, а также принимаемыми при расчете допущениями. Данная работа является попыткой восполнить этот пробел.

Предлагается следующая схема расчета виброперемещений двигателя на упругих опорах.

1. Построение твердотельной модели¹ двигателя как системы взаимодействующих тел в среде САД-системы твердотельного моделирования (тем самым обеспечивается соответствие расчетных и реальных значений массовых и инерционных свойств подвижных звеньев).

2. Определение нагрузок, действующих со стороны двигателя, на опоры при симуляции механизма в среде того или иного программного продукта для исследования динамики механических систем с учетом реальных законов изменения возбуждающих сил (рисунок 1).

3. Модальный анализ двигателя на упругих опорах в среде программного продукта, реализующего метод конечных элементов.

4. Гармонический анализ конечно-элементной модели двигателя с целью определения амплитуд его виброперемещений.

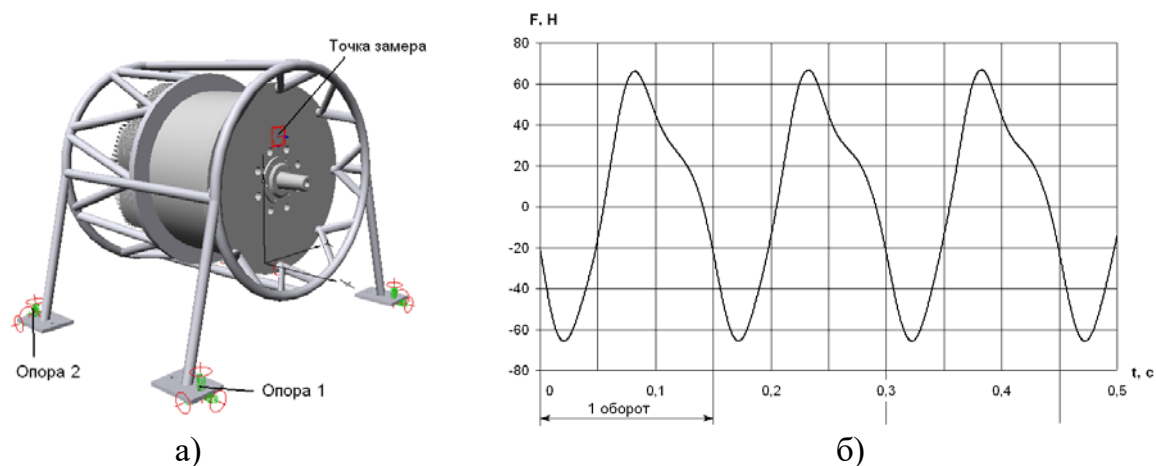


Рис. 1. а) Модель двигателя; б) Динамическая составляющая сил, действующих на опору 1 со стороны двигателя в вертикальном направлении

Для исследования вибрации двигателя в низкочастотной области спектра наиболее выгодным и информативным является определение виброперемещений, поскольку виброизоляторы должны ослабить, прежде всего, низкочастотную вибрацию.

¹ Приводимые результаты относятся к расчету АПД. Для твердотельного моделирования использован программный продукт Solid Works 2006.

При гармоническом анализе возбуждающую силу удобно прикладывать к опорам двигателя. Амплитуды ее отдельных гармонических составляющих должны быть предварительно определены в ходе динамического расчета, который удобнее проводить с использованием специализированных программных продуктов для исследования динамики механических систем (в нашем случае использован программный продукт MSC.visualNastran 4D).

На форму и амплитуды колебаний двигателя существенное влияние оказывают геометрия и упруго-диссипативные свойства опор. Их статическая жесткость в вертикальном направлении была определена расчетом по МКЭ. При этом учитывается, что согласно литературным данным [2] статическая деформация опоры, нагруженной только силой тяжести двигателя, не превышает 15 % высоты резиновых элементов опоры, зависимость деформации последних от нагрузки и коэффициент демпфирования резины являются линейными.

При проведении гармонического анализа по МКЭ (в нашем случае использован пакет прикладных программ ANSYS) модель двигателя (рис.2) может быть упрощена. Важно только, чтобы массовые и инерционные характеристики такой упрощенной модели, а также кинематические и силовые граничные условия (закрепления точек поверхностей, посредством которой опора присоединяется к подмоторной конструкции, а также нагрузки со стороны двигателя) соответствовали действительным.

В результате модального анализа были получены частоты и формы собственных колебаний двигателя на упругой подвеске (табл. 1).

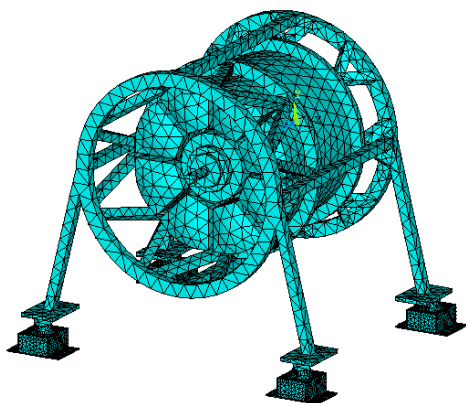


Рис. 2. Конечно-элементная модель АПД

Далее при использовании процедуры гармонического анализа² были получены абсолютные значения виброперемещений точки на корпусе двигателя, соответствующей месту установки датчика, зависимости от частоты (рис. 3).

Таблица 1. Частоты собственных колебаний АПД на упругой подвеске

Форма	1	2	3	4	5	6
Частота, Гц	13,692	18,781	29,422	62,56	66,399	94,46

На частоте 6,67 Гц (соответствует частоте вращения коленчатого вала двигателя 400 мин⁻¹) значение амплитуды виброперемещений в заданной точке двигателя составило 0,105 мм. Результаты расчета были сопоставлены с результатами исследования виброактивности АПД, выполненного на кафедре «Двигатели внутреннего сгорания» ЯГТУ [4].

Таблица 2. Сравнение результата расчета и исследования

	Расчет	Эксперимент
Виброперемещения двигателя, мм	0,105	0,109

² Некоторую сложность здесь представляет определение коэффициента демпфирования в подвеске двигателя, который в данном случае с учетом рекомендаций [2] принят равным 0,1.

Таким образом, данная расчетная методика позволяет уже на стадии проектирования двигателя оценить амплитуды виброперемещений двигателя на упругих опорах с учетом реальной геометрии и массово-инерционных свойств деталей, закона изменения возбуждающих сил, геометрии и упруго-диссипативных свойств опор.

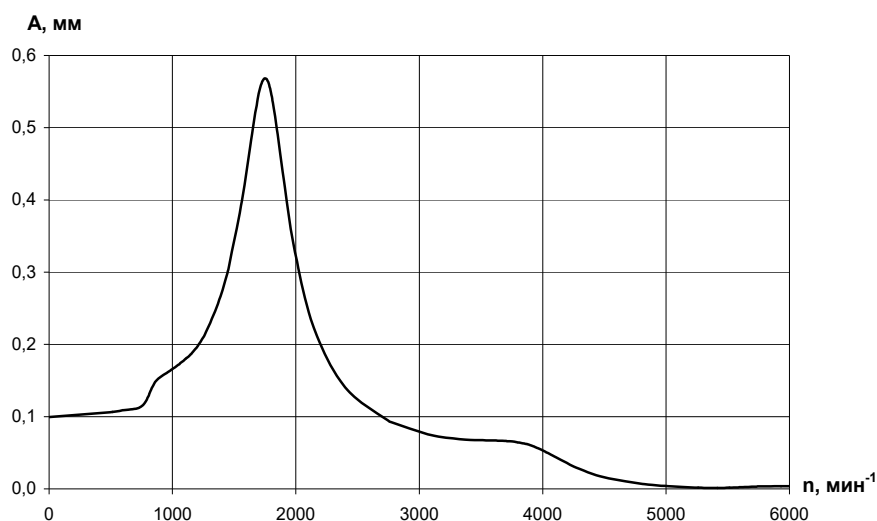


Рис. 3. Амплитуды виброперемещений в заданной точке двигателя

Литература

1. Найденко О.К. Динамика корабельных энергетических установок с двигателями внутреннего сгорания. – Л.: Воен.-морск. акад., 1974. – 538 с.
2. Ляпунов В.Т., Лавендел Э.Э., Шляпочников С.А. Резиновые виброизоляторы: Справочник. – Л.: Судостроение, 1988. – 216 с.
3. Тольский В.Е. Виброакустика автомобиля. – М.: Машиностроение, 1988. – 104 с.
4. Яманин А.И. Сравнительная оценка виброактивности аксиально-поршневой машины, реализующей циклы Дизеля и Стирлинга // Двигатели внутреннего сгорания: Межвуз. сб. науч. тр. – Ярославль, 1985 – С. 138 – 141.

ОЦЕНКА ВИБРОАКТИВНОСТИ ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ С ПЕРЕМЕННЫМИ СТЕПЕНЬЮ СЖАТИЯ И РАБОЧИМ ОБЪЕМОМ НА СТАДИИ КОНЦЕПТУАЛЬНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Яманин А.И., Яманин И.А.

(Ярославский государственный технический университет)

Преимущества двигателей с переменными степенью сжатия ϵ и рабочим объемом V_h по экономичности и экологическим характеристикам известны достаточно давно [1]. За многолетнюю историю развития предложено большое число разнообразных способов регулирования ϵ и V_h и реализующих эти способы конструкций, которые классифицированы по ряду признаков [2].

Большинство исследователей придерживаются мнения о том, что наилучший способ регулирования ϵ и V_h – трансформация преобразующего механизма, который в этом случае должен отличаться от традиционного кривошипно-шатунного. Известны многочисленные такие конструкции, причем, практически одна и та же кинематическая схема независимо друг от друга предлагалась (разрабатывалась) различными исследователями.