

А.С.ГВОЗДЕВ, В.С.МЕЛЕНТЬЕВ

**ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ
АВИАЦИОННОГО ДВС
С СОВМЕСТНЫМ
ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПАКЕТОВ
ANSYS, ADAMS, SOLIDEDGE**

2006



САМАРА

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ
ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С.П. КОРОЛЕВА»

А.С. ГВОЗДЕВ, В.С. МЕЛЕНТЬЕВ

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ
АВИАЦИОННОГО ДВС С СОВМЕСТНЫМ
ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПАКЕТОВ ANSYS,
ADAMS, SOLIDEDGE

*Утверждено Редакционно-издательским советом университета
в качестве методического пособия*

САМАРА
Издательство СГАУ
2006

УДК 004.4 (075)

ББК 32.97

Г 256



**Инновационная образовательная программа
"Развитие центра компетенции и подготовка
специалистов мирового уровня в области
аэрокосмических и геоинформационных техноло-
гий"**

Рецензент: Док. техн. наук, проф. В. Б. Б а л я к и н

Гвоздев А.С.

Г 256 **Изучение конструкции авиационного ДВС с
использованием пакетов ANSYS, ADAMS, SOLIDEDGE:**
методические указания / *А.С. Гвоздев, В.С. Мелентьев* –
Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2006. - 53 с. : ил.

Рассматривается применение современных инженерных пакетов для всестороннего исследования двигателей внутреннего сгорания. Предложена методика стадийного изучения конструкции двигателя на конкретном примере. Подробно рассмотрена стадия динамического анализа двигателя в программном комплексе ADAMS. Изложены принципы современного прочностного анализа в среде ANSYS. Особое внимание уделено взаимодействию пакетов ANSYS и ADAMS с целью их совместного использования при изучении данного двигателя. Рассмотрено взаимодействие указанных инженерных пакетов с программным обеспечением по 3D-моделированию на примере SolidEdge и SolidWorks.

Методические указания предназначены для студентов, обучающихся по специальности 140501 «Двигатели внутреннего сгорания» и выполняющих лабораторные работы по дисциплинам «Конструкция двигателей внутреннего сгорания» и «Динамика двигателей внутреннего сгорания». Методические указания разработаны на кафедре конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов.

УДК 004.4 (075)

ББК 32.97

© Гвоздев А. С., 2006

© Мелентьев В. С., 2006

© Самарский государственный
аэрокосмический университет, 2006

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	4
О динамическом анализе.....	7
О прочностном анализе.....	14
Особенности конвертации моделей двигателей.....	15
Создание динамической модели двигателя.....	17
Кинематический расчет	
Стержневая модель.....	20
Объемная модель.....	20
Динамический расчет.....	26
Специализированные расчеты.....	38
Прочностной расчет.....	44
Заключение.....	48
Контрольные вопросы.....	50
Литература.....	53

ПРЕДИСЛОВИЕ

Случаи, когда изделие, изображенное на чертеже конструктором, оказывается столь удачным, что поступает в серийное производство сразу без каких-либо изменений, происходят крайне редко. Как правило, действительно новое изделие никогда не удовлетворяет предъявляемым требованиям, что вынуждает проводить долгую и дорогостоящую процедуру доводки, включающую в себя изготовление образца, испытание, анализ результатов, изготовление нового образца, новое испытание и так далее.

Именно желание избежать доводки, создать другой способ проверки качеств изделия и является главной движущей силой в создании все более совершенных систем автоматизированного анализа виртуальных моделей механизмов и машин. Для этого используются алгоритмы безбумажного проектирования, в которые САД-часть входит как один из этапов. Действует этот метод следующим образом: 3D-модель изделия, полностью описывающая конструкцию механизма (или ее часть), отправляется на кинематический расчет, в ходе которого определяются перемещения, скорости и ускорения всех элементов модели. Если они не удовлетворяют конструктора, он может вернуться к САД-пакету и изменить компоновку или размеры деталей. Иначе модель подвергается динамическому расчету, в ходе которого определяются силы и моменты, действующие в конструкции, в том числе и реакции во всех соединениях. Здесь опять возможен возврат к 3D-модели, либо же продолжение расчетов. Далее следует прочностной анализ, в ходе которого определяются напряжения во всех элементах. Если и прочность удовлетворяет конструктора, то далее следует переработка модели для производства, для чего также существуют специальные программы.

Если обеспечить универсальность модели для каждой из программ, то есть свободный обмен информации между ними, можно говорить об алгоритме безбумажного проектирования, реализованного на базе интегрированных программ. Чем полнее интеграция, тем совершеннее алгоритм.

В рамках данного пособия приведена самая общая модель алгоритма, так как на деле динамический анализ подразумевает статический, динамический, вибрационный и другие виды расчетов. В понятие «прочностного анализа» входят статический, модальный и ударный расчеты, расчет усталости и износа, расчет теплонапряженности. Кроме того, существуют еще специальные виды анализа, как, например, расчет шума или совместности работы устройств. Именно поэтому создать полный, действительно универсальный алгоритм безбумажного проектирования пока еще не удалось никому. Однако различные по степени универсальности алгоритмы продолжают создаваться и совершенствоваться. Рассмотренный в данной работе алгоритм, первая часть которого подробно изложена в [8], реализован на базе пакетов:

1. Конструкторская часть – **SolidEdge** или аналогичное программное обеспечение **SolidWorks**, **КОМПАС-3D**, **Cimatron**.
2. Кинематика и динамика – **ADAMS/View**, специальные модули **MSC.ADAMS**.
3. Прочность – **ANSYS**, **ADAMS/Flex** или **MSC.Nastran**.
4. Производство – **Cimatron** и др.

Разные программы для этих этапов имеют различные уровни интеграции, но в целом алгоритм легко может быть использован для достижения как чисто учебных, так и производственных и даже некоторых научных целей. Кроме того, этот алгоритм близок к системе сквозного курсового проектирования, характерного для учебного процесса факультета двигателей летательных аппаратов.

Помимо удобств, связанных с автоматизированным расчетом, подобные алгоритмы всегда акцентировали большое внимание на легкости работы с данными. Как правило, программы поддерживают создание видеороликов с изображением основных данных, например работы механизма или изменения полей температур в детали, а также вывод числовых данных в форме графиков и таблиц, с возможностью постпроцессорной обработки.

Однако в создании алгоритмов полного безбумажного проектирования есть свои сложности. В основном они проистекают из неполной универсальности пакетов. Самая распространенная сложность – неполная или некорректная передача геометрии, что приводит к изменению формы деталей. Второй проблемой является корректная передача массово-инерционных характеристик. Третье – различные требования пакетов к детализации геометрии. Так, некоторые элементы, например, мелкие фаски, скругления, уклоны, плохо покрываются сеткой в КЭ-пакете ANSYS. На сегодняшний день самой интегрированной является цепочка **SolidWorks – ADAMS – NASTRAN**. Однако производители все время борются за рост универсальности своих пакетов. Так, уже появились фирменные конвертеры **ADAMS – ANSYS – ADAMS** и т.п. Во многие программы встраиваются специальные модули, например, **COSMOS** в **SolidWorks** или **ADAMS for Solid** в **SolidEdge**.

О работе с каждой отдельной программой, входящей в данный алгоритм, написано большое количество подробных руководств. Данные методические указания ни в коей мере не пытаются подменить их собой. Основное внимание здесь будет уделено рассмотрению связи между этапами, их особенностям и совместной работе с программами.

О ДИНАМИЧЕСКОМ АНАЛИЗЕ

Кинематический и динамический расчет непосредственно следует за построением трехмерной модели конструкции. Для него используется программный пакет **ADAMS**.



ADAMS - самый распространенный и самый известный в мире программный комплекс для динамического и кинематического анализа механических систем. На сегодняшний день доля **ADAMS** на мировом рынке программного обеспечения этого направления составляет более 60%. В настоящее время **ADAMS** широко используется практически во всех отраслях промышленности: автомобилестроение, авиастроение, космонавтика, железнодорожный транспорт, общее машиностроение, судостроение, робототехника, биомеханика, общее, профессиональное и техническое образование и многие другие.

Среди преимуществ, предоставляемых пользователям пакетом, возможности интеграции с наиболее популярными CAD/CAE системами (**Pro/Engineer™**, **SolidWorks™**, **SolidEdge™**, **CATIA™**, **AutoCAD™**), системами конечно-элементного анализа (**MSC.Nastran™**, **ANSYS™**, **ABAQUS™**, **I-DEAS™**), универсальными системами компьютерного моделирования сложных систем (**MSC.EASY5™**, **MATLAB™**, **MATRIXx™**).

В состав пакета входят специализированные модули, предназначенные для разработки и анализа сложных механических систем: автомобиля и его отдельных узлов (**ADAMS/Car™**, **ADAMS/Tire™**, **ADAMS/Engine™**), железнодорожных транспортных средств (**ADAMS/Rail™**), подвески самолетного шасси (**ADAMS/Aircraft**). Основными направлениями использования **ADAMS** в промышленности являются:

а) Создание и всесторонний анализ виртуальных компьютерных моделей разрабатываемого изделия на ранних стадиях проектирования;

б) Поверочный расчет и анализ работы уже спроектированных изделий, что позволяет избежать натурального моделирования, испытания реальных образцов и существенно сокращает как время, так и стоимость разработок.

ADAMS предоставляет пользователю возможность:

1) Создавать компьютерную модель системы из жестких и деформируемых элементов, соединенных между собой различными связями и шарнирами;

2) Одновременно создавать параметризованную модель;

3) Визуализировать модель конструкции мощными средствами трехмерной графики;

4) Задавать вынужденные перемещения и движения элементов системы и прикладывать активные внешние силы и моменты;

5) Проводить статический, динамический и кинематический анализы системы;

6) Визуализировать движение системы и фиксировать заданные события;

7) Анализировать влияние вариаций конструктивных элементов на поведение системы в целом;

8) Оптимизировать изделие по заданному критерию;

9) Получать результаты анализа в виде графиков, таблиц, анимации.

10) Производить двусторонний обмен информацией с программными комплексами автоматизированного проектирования, КЭ-анализа, анимации;

11). Использовать специализированные модули, ориентированные на конкретные области техники.

Программный комплекс имеет блочную структуру и в соответствии с этим может быть сформирован в различных комплектациях, соответствующих всему спектру задач пользователя. Основными программными блоками **ADAMS** являются:

ADAMS/View - это интерактивная графическая среда, позволяющая строить трехмерные кинематические модели с использованием имеющейся библиотеки компонентов (как жестких, так и упругих), соединений и т. д.; прикладывать нагрузки и налагать связи; передавать модели на решение в модуль **ADAMS/Solver** и просматривать результаты в виде графиков, таблиц и анимации, отрисовки полученных векторных величин как отмасштабированных векторов в месте их действия и т. п. Модуль позволяет также импортировать уже готовые модели из других систем проектирования.

ADAMS/Solver - конвертирует построенную в **ADAMS/View** модель в уравнения движения и разрешает полученную систему. По запросу пользователя возможен вывод не только сил, перемещений, скорости, ускорений, но и дополнительной информации для дальнейшего ее использования в КЭ-анализе и проч.

ADAMS/Flex - позволяет создавать деформируемые составляющие модели на основе имеющихся данных о собственных частотах. Деформируемость конструктивных частей может существенно влиять на поведение изделия.

Все необходимые данные для учета деформируемости деталей могут быть импортированы из таких КЭ-комплексов, как ANSYS, ABACUS, MSC.NASTRAN, I-DEAS и др.

Тела или части (*PART*) делятся в ADAMS на две существенно различающиеся группы:

а) Твердые (недеформируемые или абсолютно твердые тела).

Для этих тел задается трехмерная геометрия, по которой ADAMS автоматически вычисляет массу тела, сосредоточенную в маркере центра масс, и моменты инерции относительно центра масс. Затем вычисляется положение остальных маркеров на теле, после чего геометрия в расчетах более не участвует (за исключением контактного взаимодействия, вычисляемого на ее основе). В системе остаются только маркеры центров масс тел и прочие маркеры, связанные с ними. Для каждого элемента ADAMS всегда создает маркер: для сил, шарниров, примитивов и т. д.

Второй элемент, которой остается в модели – это граничные условия. Сюда входят: начальные скорости, ускорения и положения всех маркеров, уравнения связи между маркерами, внешние силовые воздействия, ограничения перемещений. Затем на этой основе составляется система дифференциальных уравнений (возможны и алгебраические) в форме Эйлера-Лагранжа с множителями:

$$\dot{p}_i = \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} + \sum_{k=1}^{m_a} \bar{F}_i \cdot \frac{\partial \bar{r}_k}{\partial q_i} - \sum_{j=1}^m \lambda_j \frac{\partial \Phi_j}{\partial q_i},$$

$$p_i - \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} = 0,$$

$$u_i - \dot{q}_i = 0, i = 1, \dots, 6n,$$

$$\Phi_j(\{q_\alpha\}, t) = 0, j = 1, m,$$

$$\bar{F}_k - \bar{f}_k(\{q_\alpha\}, \{u_\beta\}, \{\lambda_\gamma\}, t) = 0, k = \overline{1, m_\alpha}.$$

Для задания движения твердого тела используются инерциальные глобальные координаты его центра масс (маркер центра масс) и углы Эйлера. По умолчанию ориентация определяется последовательными поворотами вокруг главных центральных осей тела 3-1-3 (для них в интерфейсе и документации пакета используется обозначение *B313*) на углы ψ – прецессии, θ – нутации, φ – собственного вращения. Выбор одной из 24 систем углов Эйлера должен быть сделан в процессе сборки модели, перед началом симуляции. Как известно из курса теоретической механики, необходимость смены системы эйлеровых обобщенных координат связана с вырождением матрицы связи проекций вектора угловой скорости на ортогональные оси и обобщенных скоростей.

Например, в случае системы углов (*B313*) оси, для проекций на оси связанные с телом, и обобщенных скоростей $\dot{\psi}, \dot{\theta}, \dot{\varphi}$:

$$\begin{bmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sin \psi \cdot \sin \theta & \cos \varphi & 0 \\ \cos \varphi \cdot \sin \theta & -\sin \varphi & 0 \\ \cos \theta & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{\psi} \\ \dot{\theta} \\ \dot{\varphi} \end{bmatrix},$$

при угле нутации $\theta = 0$

$$\begin{bmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & \cos \varphi & 0 \\ 0 & -\sin \varphi & 0 \\ 1 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{\psi} \\ \dot{\theta} \\ \dot{\varphi} \end{bmatrix},$$

что не позволяет однозначно определить обобщенные скорости по проекциям угловой скорости и приводит к потере точности счета вблизи $\theta = 0$. Поэтому для конкретных режимов движения возможен выбор другой системы углов Эйлера.

Проекция радиус-векторов точек, жестко связанных с те-

лом, определяются с помощью ортонормальной матрицы преобразования от системы координат, связанной с телом, к глобальной (GI) системе координат:

$$A^{GI} = \begin{bmatrix} \cos \psi \cos \varphi - \sin \psi \cos \varphi \cos \theta & -\cos \psi \sin \varphi - \sin \psi \cos \varphi \cos \theta & \sin \psi \sin \theta \\ \cos \psi \cos \varphi + \sin \psi \cos \varphi \cos \theta & -\sin \psi \sin \varphi + \cos \psi \cos \varphi \cos \theta & -\cos \psi \sin \theta \\ \sin \varphi \sin \theta & \cos \varphi \sin \theta & \cos \theta \end{bmatrix}.$$

Далее система решается методами численного интегрирования в **ADAMS/Solver** в четыре фазы для каждого шага времени или модельного шага (шаг времени – это не шаг интегрирования! Шаг интегрирования выбирается автоматически, в зависимости от заданной точности и структуры модели). Главные подпрограммы **ADAMS/Solver** носят имя *Predictor* (Предсказывающее устройство) и *Corrector* (Корректирующее устройство).

Фаза I (Предсказание начального решения). Для предсказания начальных значений используется явный метод: *Predictor* просматривает прошлые значения (для самого первого модельного шага используются начальные условия), чтобы предположить текущие значения. Управляющее уравнение (которое требуется решить) при этом не принимается во внимание.

Фаза II (Коррекция предсказания). Производится решение заданного уравнения. Например, взято $G(y, \dot{y}, t) = 0, y(0) = y_0$. Если G приблизительно равно 0 (в пределах допустимой ошибки), *Corrector* завершает свою работу и переходит к фазе III. В противном случае, для коррекции предсказания используется метод Ньютона-Рафсона (*Newton-Raphson method*). Рассчитывается Δy . Корректируется y . Итерации повторяются до тех пор, пока $||\Delta y|| < corrector\ error\ tolerance$ (допустимой погрешности).

Пример:

$$f(q) = q^2 + \sin q - 1.841471 = 0$$

$$f' = 2q + \cos q$$

STEP	q	f'(q)	f(q)
1	2	3.5838	3.0678
2	$2 - 3.0678 / 3.5838 = 1.1439$	2.7109	0.3775
3	$1.1439 - 0.3775 / 2.7109 = 1.004$	2.5451	0.0107

Окончательный ответ $q = 1.0$.

Фаза III (Оценка качества решения). Происходит оценка ошибки локального смещения (*local truncation error*). Если полученное значение $\leq (\varepsilon_L)$, то наблюдается переход к фазе IV. В обратном случае решение забраковывается и следует возврат к фазам I и II с новым размером шага интегрирования. Следует различать понятия «глобальная ошибка» (ε_G) - расхождение между текущим решением и верным решением и «ошибка локального смещения» (ε_L) - ошибка, произошедшая на одном шаге (см. рисунок 1).

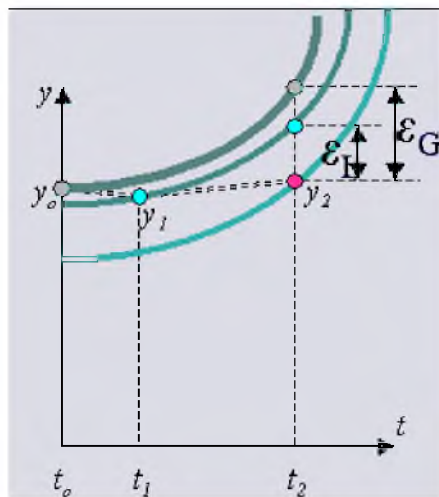


Рис. 1 – Глобальная ошибка и ошибка локального смещения

Фаза IV (Подготовка к следующему шагу). Корректирование более высокого порядка производных, используемых в предсказании для следующего шага. Задается размер шага и порядок интегрирования (степень полученных полиномов) для следующего шага. Запускается новый модельный шаг, и происходит возвращение к фазе I.

б) Гибкие (деформируемые) тела.

Для них невозможно точное вычисление положения центра масс и моментов инерции, поэтому для их расчета используется метод Крейга-Бамптона. Суть метода состоит в том, что любые деформации твердого тела можно разложить на сумму форм колебаний (изгибные, крутильные, зонтичные и т. д.), каждое из которых характеризуется своей частотой, называемой собственной частотой данной формы модального колебания или собственной частотой мода. Во внешней КЭ-программе (или во встроенном модуле **ADAMS/AutoFlex**) проводится модальный анализ тела и определяется требуемое число мод (чем больше мод, тем точнее представлена деформируемость тела). Затем это тело «привязывается» к твердым моделям в **ADAMS**. Для этого находятся все точки, в которых тело соединяется с другими телами, или в которых действуют нагрузки; в этой точке помещается маркер и для него строится матрица жесткости по всем степеням свободы. После этого **ADAMS** суммирует перемещения, вызванные всеми модами для каждой точки, и вычисляет силы, возникающие при этом в присоединяемых маркерах. В остальном расчет проходит так же, как и для твердотельной системы.

О ПРОЧНОСТНОМ АНАЛИЗЕ

В рамках данной работы метод конечных элементов рассматриваться не будет, так как ему посвящено большое количество отдельных работ.

Главное, что в пакете ANSYS удобно проводить статический анализ созданной или импортированной геометрии. Помимо геометрии для любого прочностного расчета необходимы граничные условия: силы, перемещения, скорости или ускорения. Только сочетая данные всех этапов, можно получить ответ на вопрос: удовлетворяет ли деталь требуемым условиям работы. И если нет, то когда произойдет отказ? Проводя прочностной анализ разных конструкций (см. рисунок 2), можно получить общие закономерности влияния конструктивных изменений на прочность, которые помогают гораздо лучше понять сложные формы многих изделий и сформулировать требования к модели еще на этапе конструирования.

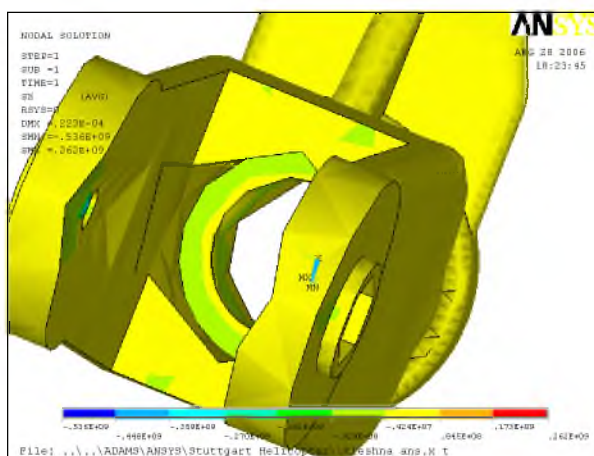


Рис. 2 – Расчет напряжений для детали механизма стабилизации вертолета в пакете ANSYS

ОСОБЕННОСТИ КОНВЕРТАЦИИ МОДЕЛЕЙ ДВИГАТЕЛЕЙ

Конвертация – это передача данных о геометрии и ее свойствах из одного инженерного пакета в другой. Иногда под конвертацией также понимают передачу результатов расчета, что

не вполне корректно. Более общий термин – **импорт**. Это передача любых данных в программу. Конвертация внутри алгоритма безбумажного проектирования имеет следующие особенности:

а) Возможность передачи твердотельной (*Parasolid*), оболочечной (*Shell*) и деформируемой (*MNF*) геометрии. *Parasolid* – ядро объемного моделирования **ADAMS**.

б) Как правило, информация об истории построения модели, собственных именах деталей, допусках и посадках и текстурах не передается в САЕ-пакеты (**ADAMS**, **ANSYS** и другие).

в) Рекомендуется моделировать соединения без зазоров и натягов, если не анализируется их влияние.

г) Грубое отображение геометрии детали на экране не всегда означает неточную передачу геометрии при конвертации. Кривые описываются математическими функциями, хотя и отображаются отрезками прямых.

д) Существуют форматы программные (*.adm, *.db, *.par, *.bin, *.cmd) и универсальные (*.x_t, *.txt, *.igs). Существуют форматы, тесно связанные с тем или иным программным обеспечением, например, *.bin или *.m3d и независимые от нее: *.cmd или *.x_t.

е) Многие сложные элементы геометрии заменяются стандартными из инструментария САЕ-программ. Для **ADAMS** это: пружины, муфты, демпферы, тросовые соединения и другие.

Многие практические советы касательно конвертации есть в других разделах данного пособия. Для дополнительной информации вы можете обратиться к [1], [8].

СОЗДАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ДВИГАТЕЛЯ

В нижеследующих разделах настоящего пособия для удобства усвоения предложенный алгоритм изучения конструкции двигателей с использованием различных инженерных пакетов рассмотрен на примере расчета одноцилиндрового двигателя Д300.

Для расчета данного двигателя из пакета **SolidWorks** его 3D-модель передается в среду **ADAMS** в формате *Parasolid*, сохраняя массово-инерционные характеристики системы. Здесь нужно четко отделять понятие «части» (*Part*) и «геометрии» (*Geometry*). Первая содержит информацию о массе, моментах инерции и маркерах тела – его динамические характеристики. Вторая только его форму. Все части модели переименовываются, идентичным деталям присваиваются номера. Затем все тела соединяются между собой идеализированными шарнирами либо псевдогибкими связями. Шарниры (*Joints*) – это математические ограничения взаимного перемещения тел, а псевдогибкие связи – это элементы, имеющие конечную жесткость. Сила их реакции зависит от относительного смещения деталей. Простейшим примером псевдогибкой связи является пружина.

В данной модели двигателя (см. рисунок 3) имеется всего 302 связи, которые маркируются следующим образом (см. таблицу1). Например, *JF_bolt_blok_K* – неподвижный шарнир, соединяющий болт *K* выхлопной системы с цилиндром двигателя. Псевдогибкие соединения применены для моделирования:

- а) Четырех виброизоляторов, которыми были оснащены опоры данного двигателя, без получения нагрузочных характеристик виброизоляторов;
- б) Подшипников. При этом наружное кольцо соединялось с корпусом посредством неподвижного соединения типа «замок».

Таблица 1 – Маркировка шарниров

Маркировка	Тип	Значение
JR	Вращательный	Одна вращательная степень свободы
JF	Неподвижный	Убирает все 6 степеней свободы. Заделка
JT	Поступательный	Одна поступательная степень свободы
JS	Сферический	Три вращательные степени свободы
JВ	Гибкая муфта	Жесткости и коэффициенты демпфирования по всем поступательным и вращательным осям
G	Земля	Абсолютно неподвижное тело. С ним связана центральная система координат
Spring	Пружина	Жесткость и коэффициент демпфирования по одной поступательной оси
JС	Цилиндрический	Одна поступательная и одна вращательная степени свободы
JK	Coupler	Связь вращательных или поступательных шарниров через передаточный коэффициент

Внутреннее кольцо соединялось с валом так же «замком», что позволило смоделировать запрессовку. Сепаратор, выполненный за одно целое с телами качения, был соединен вращательным шарниром с наружным кольцом и *Bushing* с внутренним кольцом. Такая схема обеспечивает свободное проворачивание вместе с учетом податливости подшипника. К вращательному шарниру одного из подшипников был присоединен генератор движения, обеспечивающий постоянство частоты вращения коленчатого вала;

в) Крепления рукоятки запуска;

г) Соединения тяги регулятора оборотов с карбюратором.

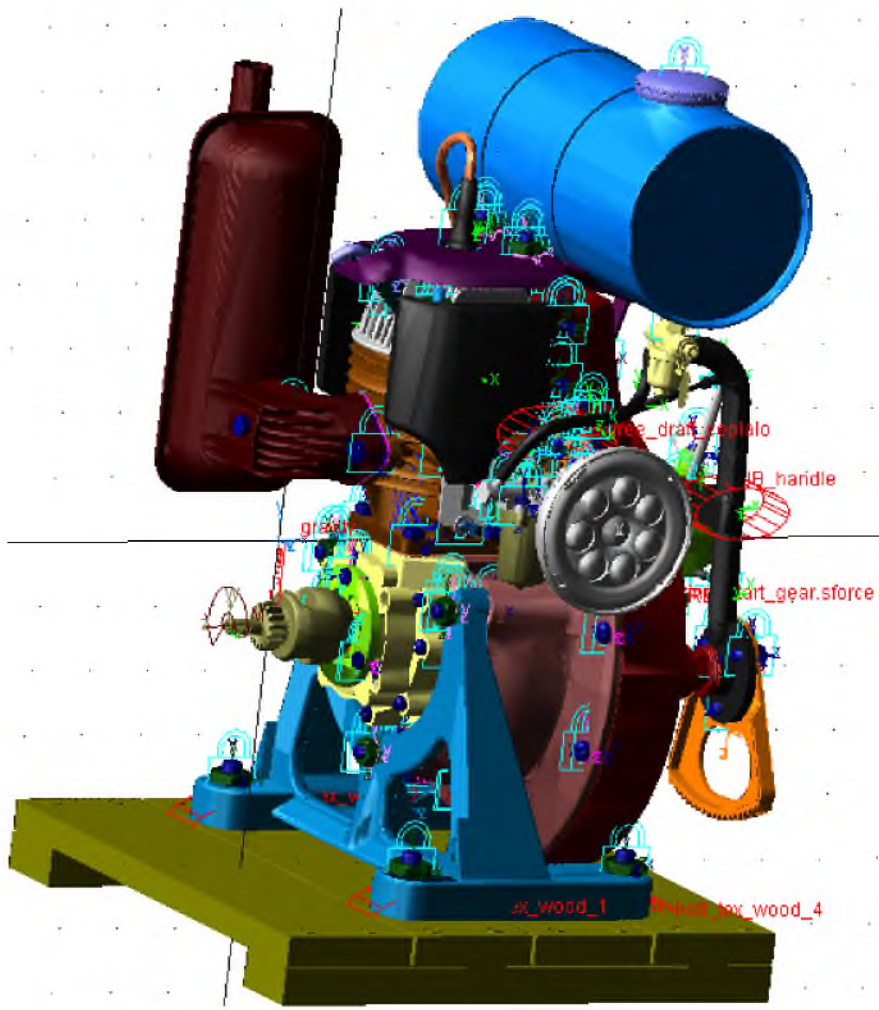


Рис. 3 - Полная 3D-модель в ADAMS/View

КИНИМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

Стержневая модель

Если для создания модели используется существующий механизм, стадию стержневой модели обычно пропускают. При создании нового механизма, целесообразно рассмотреть сначала стержневую модель, так как абстрагируясь от форм деталей и их массово-инерционных характеристик, возможно увеличить скорость создания модели. Модель позволяет:

- Выявить общие закономерности движения звеньев механизма.
- Найти ошибки в принципиальной схеме будущего изделия.
- Определить скорости, перемещения и ускорения всех звеньев.

Данная модель очень удобна при частых изменениях схемы на первых стадиях проектирования, для параметризации и автоматической оптимизации. Однако она не позволяет получить динамические характеристики, так как не содержит информации о массах и моментах инерции.

Стержневые модели могут быть: плоскими и пространственными. Для создания стержневых моделей в **ADAMS/View** предусмотрены специальные инструменты: *link*, *Plate* и *Plane*. Подробнее о стержневых моделях смотрите [7].

Объемная модель

Для первоначального кинематического расчета модель в **ADAMS** была существенно упрощена: сохранились лишь детали поршневой, шатунной группы и коленчатый вал двигателя. Вал закреплялся к «земле» в точках расположения подшипников на ре-

альной модели. Все деформируемые элементы были заменены абсолютно жесткими телами и идеализированными ограничениями. В таком виде оказалось возможным провести сравнение результатов с классической методикой расчета. Упрощенная модель показана на рисунке 4.

Расчет проводился при следующих допущениях:

а) Двигатель имеет постоянную частоту вращения, равную 3000 об/мин. В **ADAMS** это постоянство обеспечивает *Motion* – генератор движения;

б) Предполагается, что индикаторная диаграмма не изменяется в процессе расчета;

в) Отсутствуют вибрации и прочие возмущения, а также силы трения и тяжести.

Газовые силы (см. таблицу 2) были взяты с индикаторной диаграммы, полученной в результате теплового расчета (см. рисунок 5), и введены в виде таблиц в **ADAMS**. Нулевое положение вала соответствует ВМТ, что для двухтактного двигателя всегда означает процесс горения. Кроме того, диаграмма повторяется каждые 360°.

Поскольку для недеформируемых тел в пакете **ADAMS** приложение давления (являющегося распределенной нагрузкой) не имеет смысла, давление газов было приведено к сосредоточенной газовой силе путем умножения на площадь сечения поршня.

При расчете ГТД для задания газовых сил, действующих на лопатки и створки сопла, можно использовать данные газодинамического расчета в специальных пакетах.



Рис. 4 – Упрощенная модель двигателя Д300

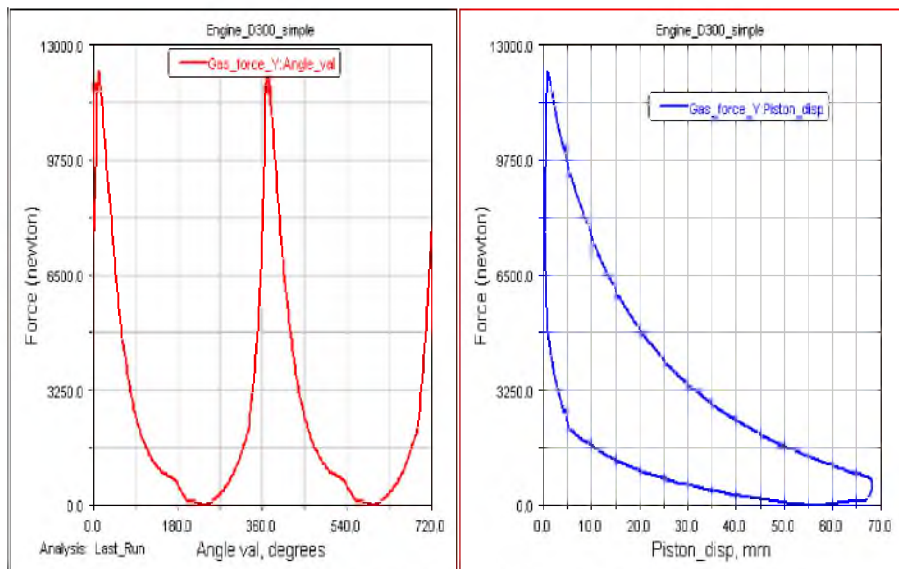


Рис. 5 - Индикаторная диаграмма от угла поворота КВ и хода поршня

Таблица 2 - Определение газовой силы

№	Угол, °	Давление в КС, МПа	Давление в КК, МПа	Газовая сила, Н
1	0	1,798633	0,068884	-7439,4
2	10	2,9247	0,069207	-12281
3	20	2,405612	0,070171	-10044,4
...
37	360	1,664113	0,068884	-6860,8

Графики параметров совпали с требуемой степенью точности (менее 3%) по данным классического метода расчета.

После проверки упрощенной модели двигателя был произведен расчет полной модели на номинальной частоте вращения. При этом проявились некоторые отличия. Так, в реальности обороты вала не остаются строго постоянными, а колеблются возле равновесной величины (см. рисунок 6).

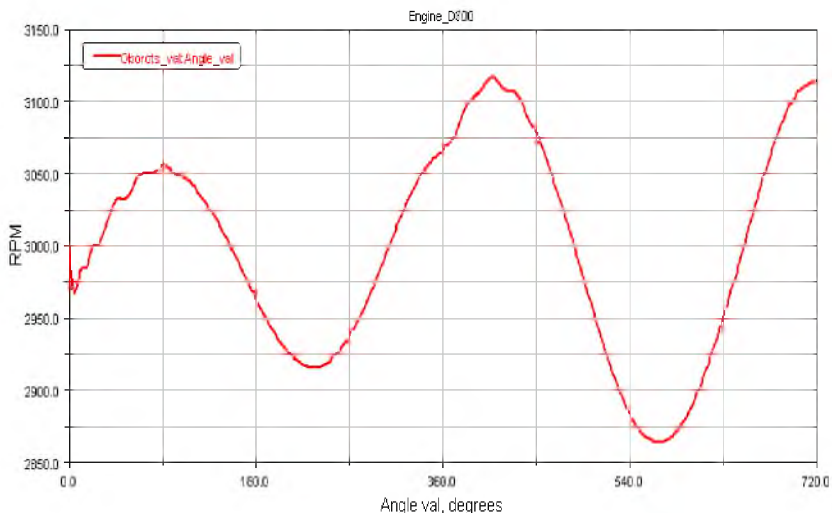


Рис. 6 - Колебания частоты вращения вала на равновесном режиме

При учете податливости узлов подвески становится возможным учет вибраций, возникающих в двигателе при работе, и оценка их влияния на работу механизма в целом.

Так, график вертикального перемещения поршня (см. рисунок 7) изменяется незначительно. Некоторые отклонения в начальной части графика вызваны запаздыванием реакции элементов за счет инерционности псевдогибких связей.

Кроме того, в расчете полной модели были учтены: рассеяние энергии в подшипниках и сила трения для поршня, а также влияние силы тяжести.

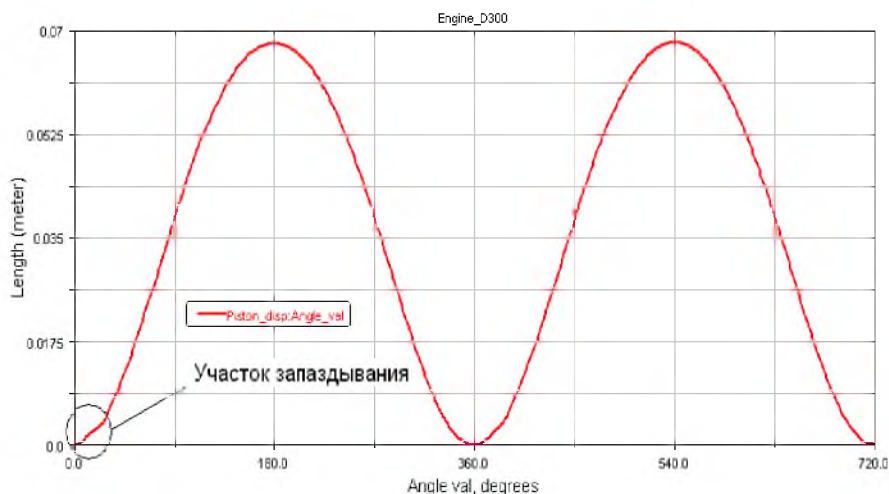


Рис. 7 – График перемещения поршня по вертикальной оси

График скорости изменился более существенно (см. рисунок 8). При движении поршня вниз под действием большой газовой силы происходит колебание скорости за счет податливости подшипниковых узлов и осадки двигателя на виброизоляторах.

Кроме того, проявляются компоненты скорости, направленные по боковым осям, которые связаны с вибрациями всего двигателя (см. рисунок 9).

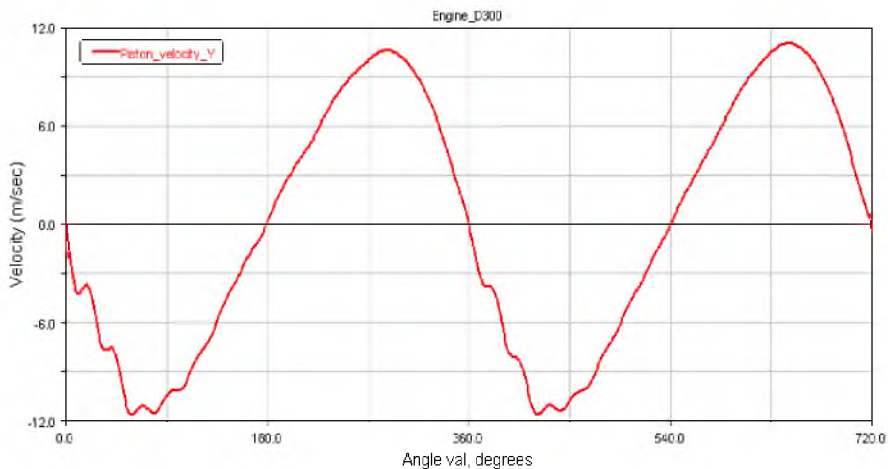


Рис. 8– График скорости поршня по вертикальной оси

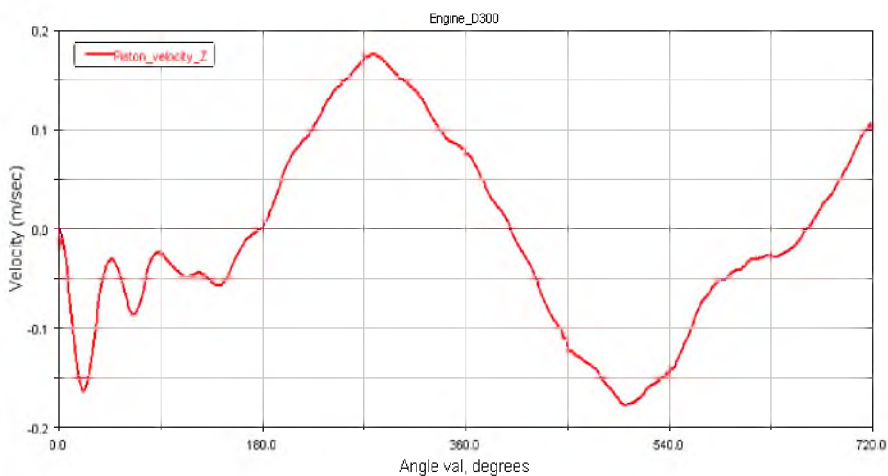


Рис. 9 – График скорости поршня по боковой оси Z

Ускорение также значительно изменилось. К теоретическому ускорению добавилось виброускорение, что привело к росту амплитуды по сравнению с теоретическим. Кроме того, появились боковые компоненты ускорения.

На рисунке 10:

Piston.CM_Acceleration.Y – ускорение поршня в глобальной системе координат, связанной с основой.

Perehodnik_user.CM_Acceleration.Y – вертикальное ускорение коленчатого вала в области отбора мощности потребителем.

SUBTRACT_piston_perehodnik – вычитание второго графика из первого. Есть исключение вибраций вала в корпусе из вибраций поршневой группы.

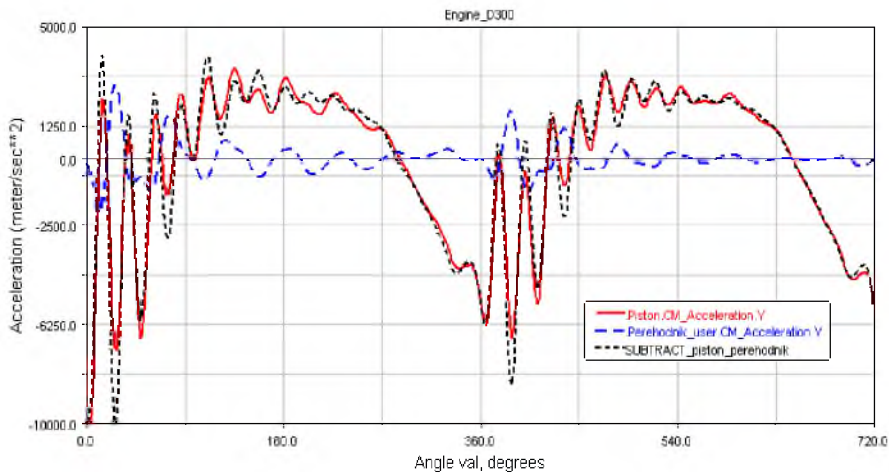


Рис. 10 – График ускорения поршня по вертикальной оси Y

ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

Поскольку двигатель одноцилиндровый, то имеется только один график нагрузки на шатунную шейку. По сравнению с теоретической, максимальная амплитуда силы возрастает от 9400 до 14300 Н:

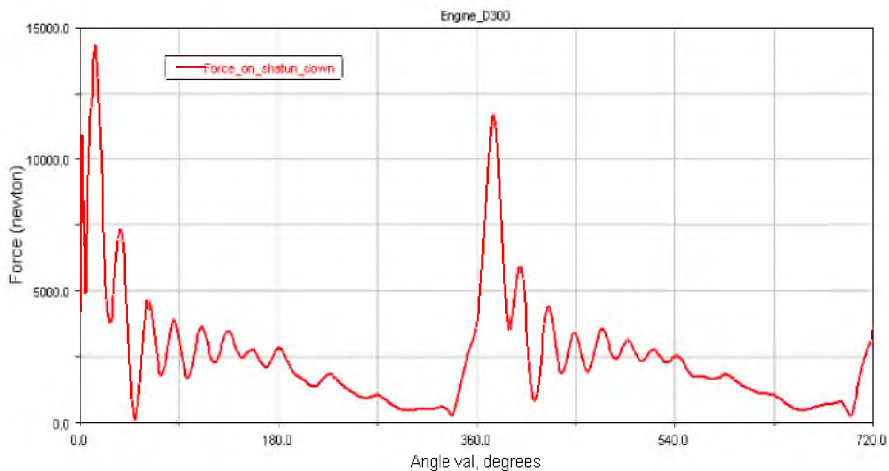


Рис. 11 - Сила, действующая на подшипник шатунной шейки

Силы, действующие в КШМ, создают нагрузку на коренные подшипники коленчатого вала. В данном случае имеют место два узла опоры, слева и справа от шатунной шейки, причем правый узел состоит из двух шариковых однорядных подшипников. Левый узел состоит из одного двухрядного шарикового подшипника. **ADAMS** позволяет вывести график силы, действующей на каждый отдельный подшипник (см. рисунок 11). На рисунке 12 представлена амплитуда этой силы, включая и осевую проекцию.

Далее было произведено сравнение результатов расчета мощностей бестормозным методом и по крутящему моменту при **свободном разгоне двигателя** от нуля до максимальных оборотов. Для этого были внесены некоторые изменения в расчетную модель:

- а) Отключен генератор движения, обеспечивающий постоянство оборотов;
- б) Задана начальная частота вращения вала 1000 градусов в секунду или 160 оборотов в минуту, которую обеспечивает пусковой механизм;

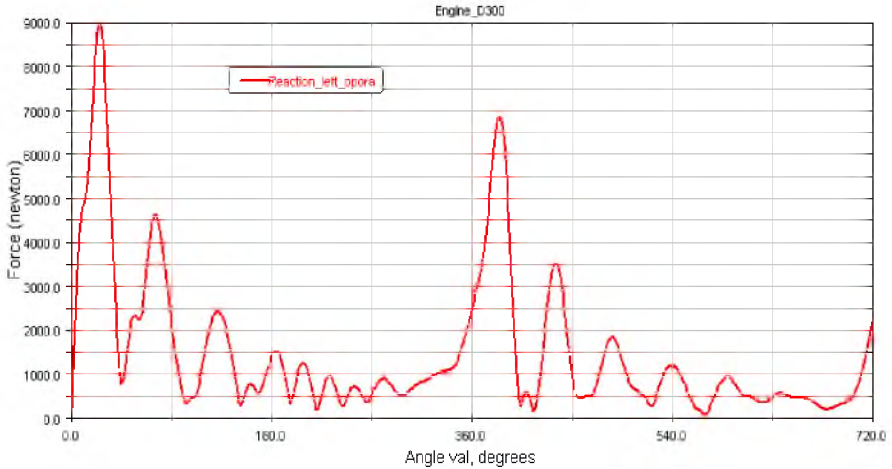


Рис. 12 - Сила реакции в левой опоре КВ

в) Учтена деформация индикаторной диаграммы при изменении частоты оборотов. Был использован упрощенный метод. Из теплового расчета были взяты значения максимальной газовой силы на каждом режиме. Они были отнесены к значению P_Z на номинальном режиме. В результате была получена кривая коэффициента изменения газовой силы в зависимости от оборотов (см. рисунок 13):

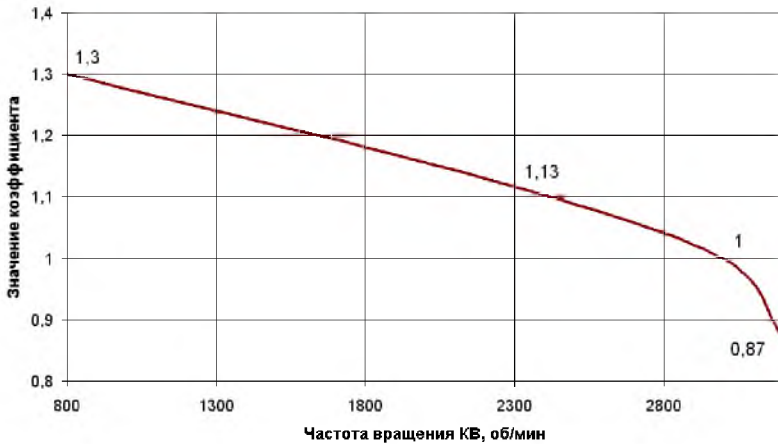


Рис. 13 - Кривая коэффициентов изменения газовой силы

Аппроксимируя данную кривую прямой, проходящей через точку (3000;1), было получено уравнение прямой, имеющее вид

$$K = -1,364 \cdot 10^{-4} \cdot n + 1,409.$$

Затем умножая эту функцию на функцию газовой силы в программе **ADAMS**, были получены следующие графики изменения газовой силы (см. рисунки 14, 15):

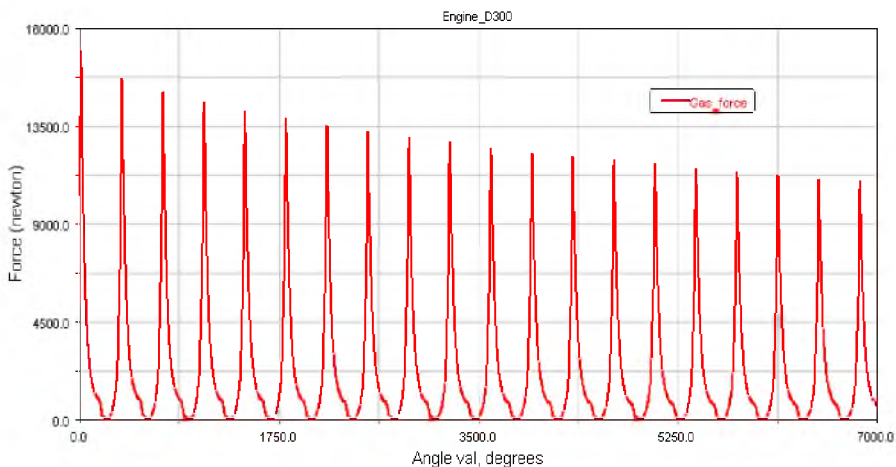


Рис. 14 - Газовая сила в зависимости от угла поворота КВ

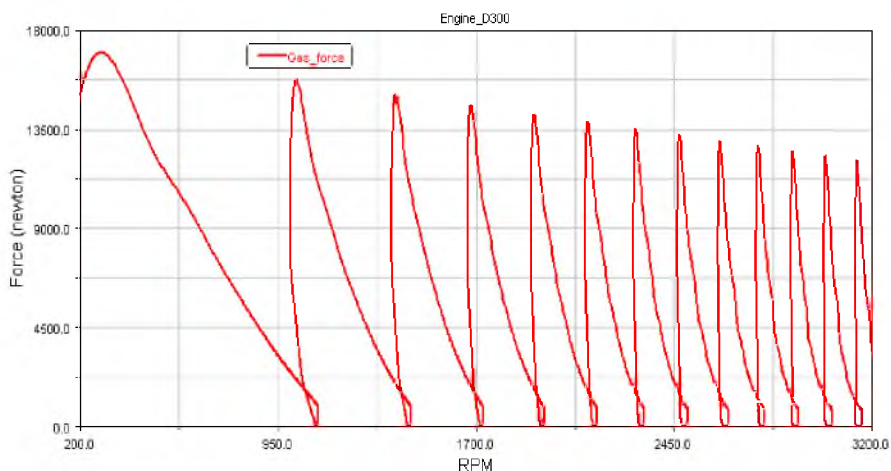


Рис. 15 - Газовая сила в зависимости от частоты вращения КВ

г) Задан момент механических потерь двигателя в предположении, что он изменяется примерно по следующей зависимости:

$$M_M = A \cdot n^2,$$

где $A = 3 \cdot 10^{-9}$ - константа механических потерь.

После этого момент был приложен к валу в сторону, противоположную крутящему моменту. В заключение был произведен расчет с параметрами $time = 0,5$ с, $steps = 5000$.

На рисунках 16 и 17 приведены некоторые результаты данного расчета:

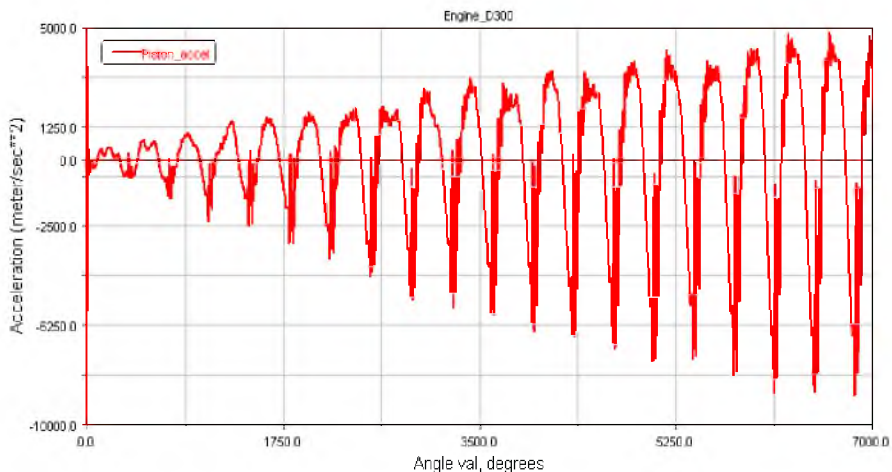


Рис. 16 - Ускорение поршня в процессе разгона

На рисунке 18 показано изменение момента сопротивления при разгоне двигателя. Он изменяется согласно приведенной выше формуле. Малая величина момента сопротивления объясняется тем, что потери на трение в подшипниках и поршневой группе уже учтены силами трения в составе самих узлов.

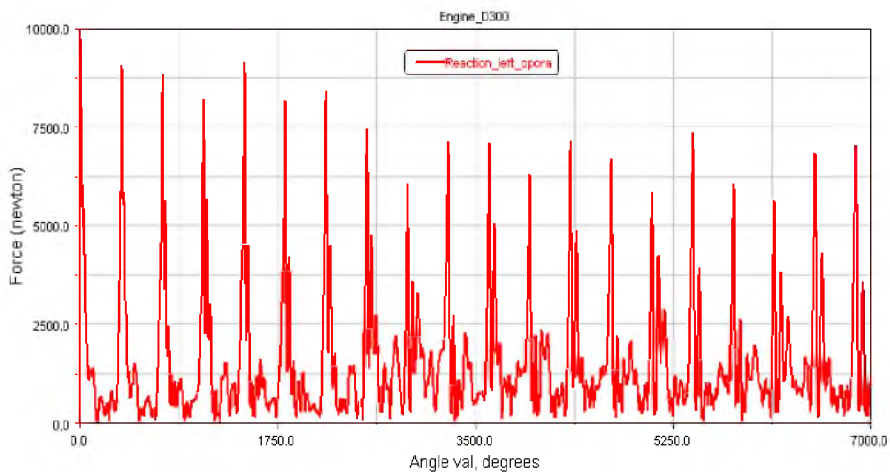


Рис. 17 - Реакция в левой опоре в процессе разгона

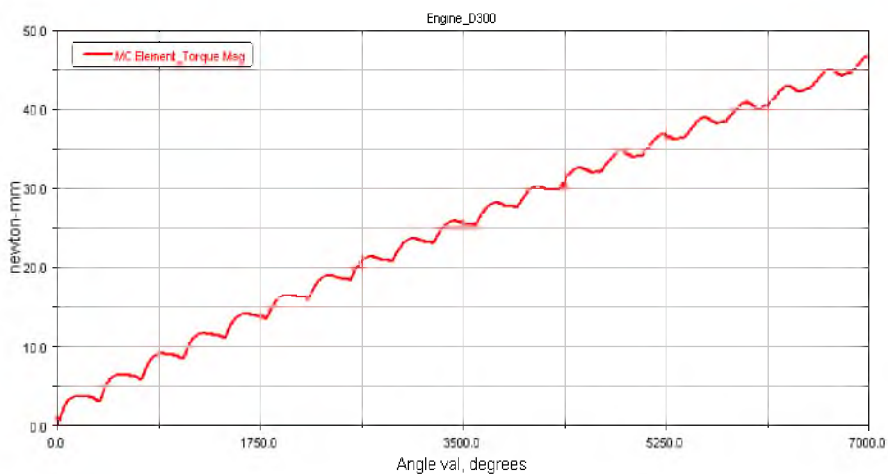


Рис. 18 - Момент механических потерь

На рисунке 19 показан график крутящего момента при разгоне. Поскольку величина газовой силы снижается с ростом частоты вращения, то уменьшается и индикаторный крутящий момент двигателя.

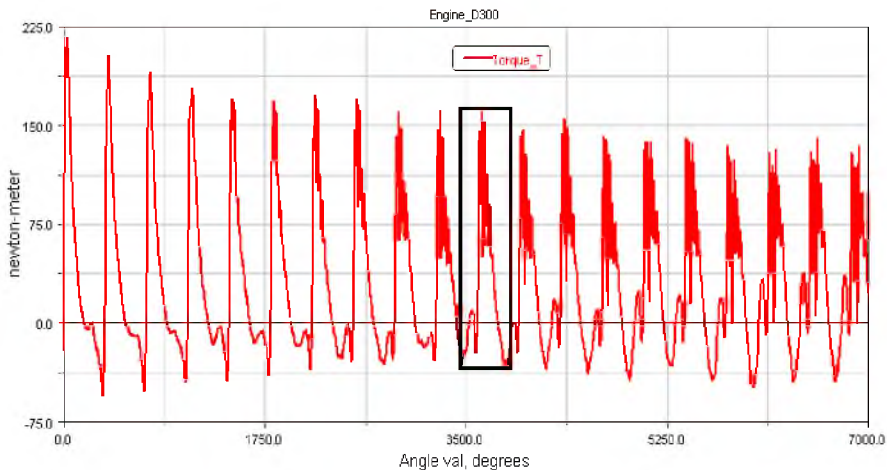


Рис. 19 - Крутящий момент двигателя

В некоторых частях графики кажутся «смазанными». На самом деле, из-за большого времени расчета, графики получаются сильно «сжатыми» по оси абсцисс. Увеличение этих областей позволяет увидеть дополнительные подробности (см. рисунок 20).

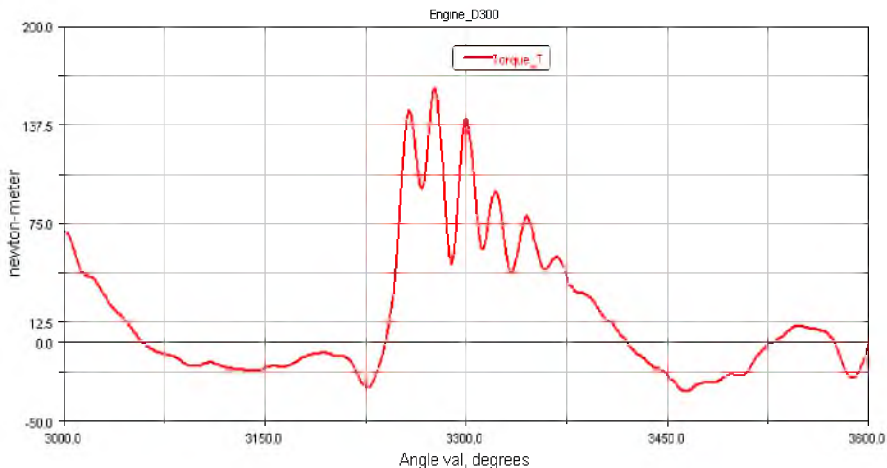


Рис. 20 - Фрагмент графика крутящего момента

Так, на рисунке 20 показан в увеличенном масштабе выделенный участок графика с рисунка 19, на котором заметно, что плохо различимая часть образуется за счет наложения колебаний более высокой частоты (по сравнению с частотой вращения вала).

Однако мощность возрастает, поскольку падение момента компенсируется ростом частоты вращения. На рисунке 21 приводится сравнение мощности, вычисленной по крутящему моменту и мощности, полученной бестормозным методом. Из данного графика можно вычислить момент инерции двигателя, он равен $J = 0,006435 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

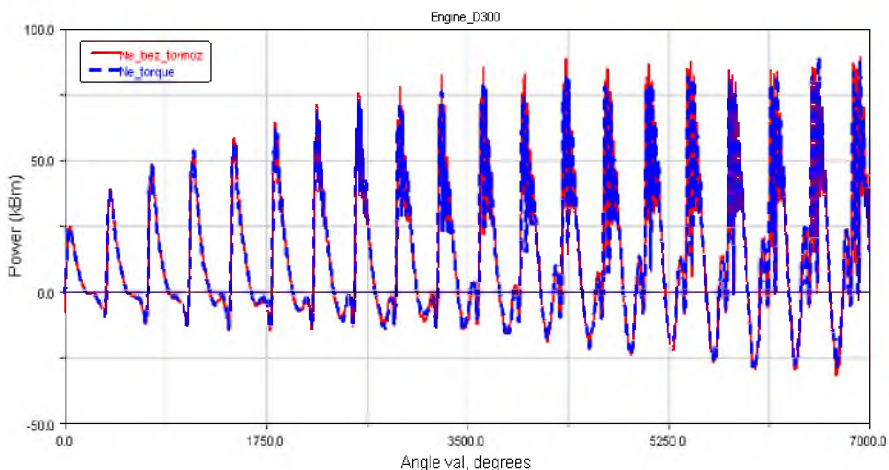


Рис. 21 - Мощность двигателя при разгоне:

$N_{e_bez_tormoz}$ – мощность, полученная бестормозным методом;

N_{e_torque} – мощность, вычисленная по крутящему моменту

Таким образом, результаты расчета бестормозным методом дают приемлемые результаты. Поэтому, зная заранее момент инерции двигателя (либо вычислив его), можно применять этот метод к реальному двигателю.

В программе **ADAMS**, автоматически вычисляющей моменты инерции механизмов, бестормозной метод является более

предпочтительным, так как освобождает от моделирования тормозных устройств.

Предложенный выше вариант расчета свободного разгона двигателя, нагруженного только моментом механических потерь, отличается от **расчета двигателя с потребителем**. В качестве потребителя принимался воздушный винт, поскольку закон изменения потребляемой мощности для этого устройства:

$$N_{\text{винта}} = B \cdot n^3,$$

где B – константа воздушного винта.

В силу специфики применения двигателя Д-300 возможно применение воздушного винта любого типа. Поэтому величина B :

$$B = \frac{N_{iном}}{n^3} = \frac{8,3945}{3000^3} = 3,1 \cdot 10^{-10}.$$

Поскольку **ADAMS** не позволяет напрямую приложить мощность, ее величина была преобразована в момент нагружения:

$$M_H = \frac{3 \cdot 10^4 \cdot B \cdot n^2}{\pi} = 2,97 \cdot 10^{-6} \cdot n^2.$$

Был выполнен расчет с параметрами: $time = 1,5$ с, $steps = 3000$. Результаты расчета приведены на следующих графиках:

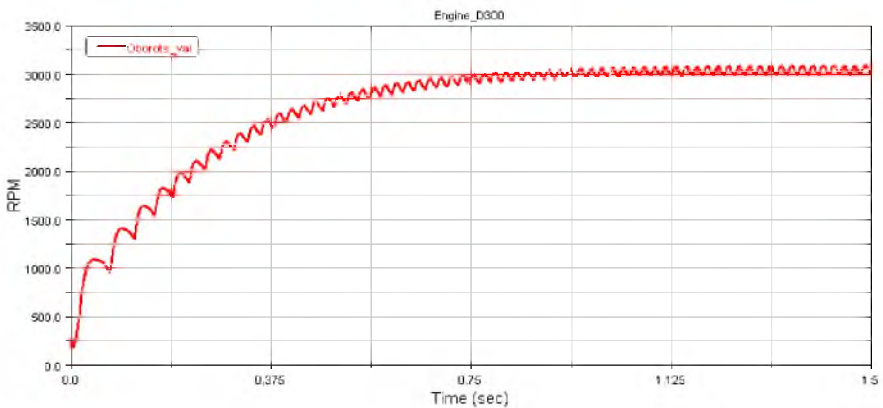


Рис. 22 – График частоты вращения двигателя

На рисунке 22 хорошо заметно, что двигатель разгоняется до тех пор, пока мощность, необходимая на вращение воздушного винта не сравняется с мощностью двигателя. В данном примере винт подобран таким образом, чтобы это совпадение достигалось на номинальном режиме работы двигателя.

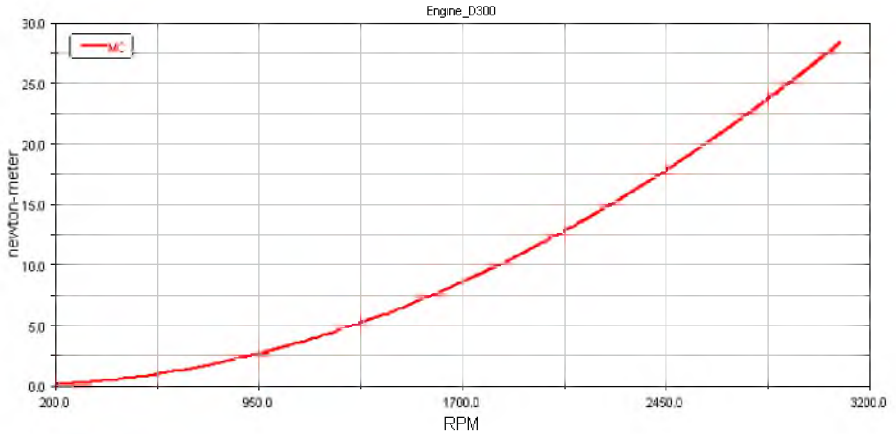


Рис. 23 – График момента сопротивления

Момент сопротивления (см. рисунок 23) в данном случае представляет собой сумму момента механических потерь и момента, необходимого на вращение винта. Однако, момент механических потерь столь мал (на три порядка меньше момента винта (см. рисунок 24)), что в дальнейшем им можно пренебречь.

На рисунке 25 показана зависимость мощности от частоты вращения коленчатого вала. Сгущение линий в районе 3000 *об/мин* говорит о достижении в этой точке равновесия двух мощностей, в силу чего дальнейшего роста оборотов не происходит.

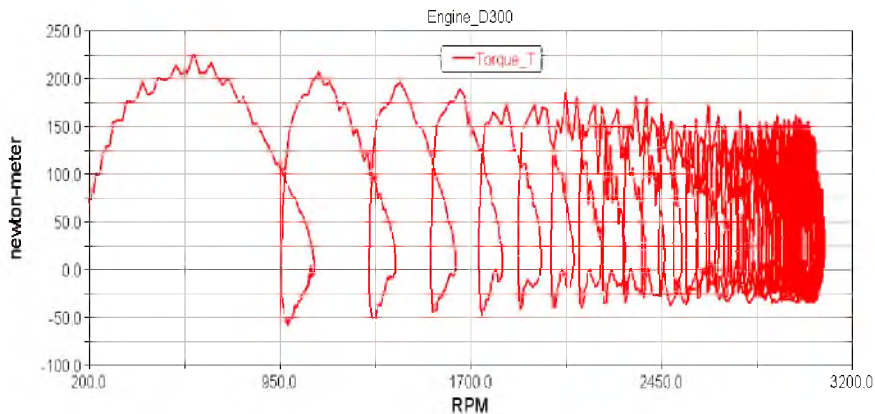


Рис. 24 – График крутящего момента

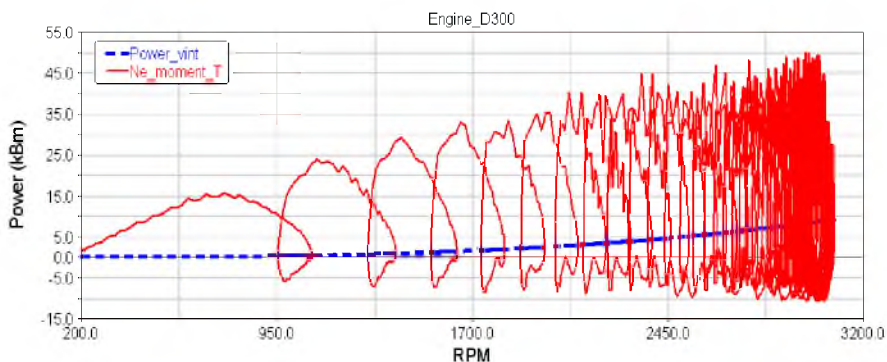


Рис. 25 - Сравнение мощности двигателя и потребной мощности винта при условии равенства частоты оборотов (без редуктора):

Ne_moment_T – это мощность, вычисленная по крутящему моменту;

$Power_vint$ – это потребная мощность воздушного винта

Таким образом, в пакете **ADAMS** была получена винтовая характеристика двигателя Д300. Этот тип характеристики был выбран из-за простоты задания внешней нагрузки, а также благодаря наличию внешне-скоростной характеристики, построенной в тепловом расчете.

При условии задания в среде **ADAMS** законов работы других типов внешней нагрузки, например, электро- или гидротор-

моза, а также законов изменения индикаторной диаграммы, возможно снятие полного спектра основных характеристик двигателя.

Расчет торможения двигателя является вспомогательным. На практике время останова двигателя используют для оценки величины механических потерь в двигателе, что позволяет косвенно судить о его техническом состоянии. Расчет процесса останова двигателя в среде **ADAMS** может заранее предсказать время останова двигателя при стандартных механических потерях, т. е. на новом двигателе, а также отследить динамику времени останова при различных значениях величины механических потерь, соответствующих тем или иным неисправностям.

Для расчета процесса торможения в **ADAMS**:

- а) Была отключена газовая сила;
- б) Начальную частоту вращения двигателя была установлена 1920 градусов в секунду, что соответствует 3200 оборотов в минуту – максимальной частоте вращения двигателя Д-300;
- в) Момент сопротивления был оставлен тем же, что и в случае разгона;
- г) Расчет производился с параметрами: $time = 2\ c$, $steps = 2000$.

В результате было установлено, что момент механических потерь изменяется незначительно, однако заметно его снижение с падением числа оборотов.

Изображенная на рисунке 26 зависимость частоты вращения двигателя от времени не доходит до конца, поскольку полный расчет потребовал бы значительных аппаратных ресурсов от ЭВМ. Однако, предположив линейность графика, можно аппроксимировать его прямой, а затем найти точку пересечения этой прямой с осью абсцисс.

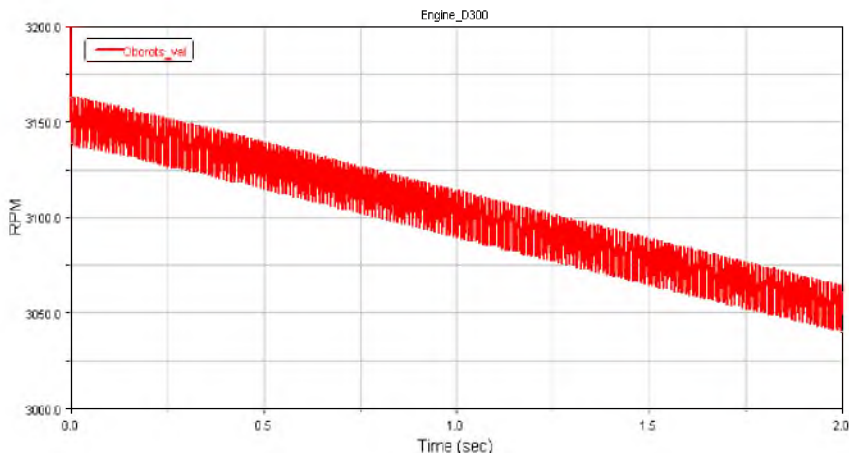


Рис. 26 – График изменения числа оборотов двигателя

Уравнение прямой:

$$RPM = -47,5 \cdot time + 3150 .$$

Отсюда, значение *time* при *RPM* равным нулю:

$$time = \frac{RPM - 3150}{-47,5} = \frac{0 - 3150}{-47,5} = 66,3с..$$

Таким образом, раскрученный до максимальных оборотов двигатель при полной исправности, отсутствии заеданий, заклиниваний, износа и т. д. остановится за время, чуть более одной минуты. Это максимальное время выбега. Исследования показывают, что при любых отклонениях оно будет снижаться, причем довольно значительно.

СПЕЦИАЛИЗИРОВАННЫЕ РАСЧЕТЫ

Для практической реализации задачи в настоящее время наряду с традиционными методами возможно применение виртуального моделирования вибровоздействий на объект исследования в среде специализированных инженерных программ.

Одной из таких программ является пакет кинематического и динамического анализа **ADAMS**. Как было сказано в предыдущих разделах, **ADAMS** предоставляет широкие возможности исследователю, в силу своей универсальности и модульной конструкции. Задача исследования вибрации в узлах подвески двигателя Д-300 была решена в среде модуля **ADAMS/Vibration**.

ADAMS/Vibration – это модуль, предназначенный для проведения частотного анализа в заданном диапазоне частот. Одновременно он является приложением **ADAMS/Aircraft**, **ADAMS/Car**, **ADAMS/Engine**, **ADAMS/Rail** и **ADAMS/View**, а также может быть использован автономно с моделями **ADAMS/Solver**.

ADAMS/Vibration позволяет изучать вынужденные колебания в моделях, созданных в среде **ADAMS** или других пакетах 3D-моделирования, а также:

- 1) Проводить анализ вынужденных колебаний в точках модели для частотного спектра;
- 2) Производить учет гидравлики и систем управления пользовательских подсистем при частотном анализе;
- 3) Быструю и полную передачу линеаризованной модели из **ADAMS** в **ADAMS/Vibration**;
- 4) Создавать входные и выходные каналы для анализа колебаний;
- 5) Задавать входные функций в частотной области (полигармоническая амплитудно-частотная функция, спектральные уровни мощности, дисбаланс вращения и т. д.);
- 6) Создавать частотные распределения сил по усмотрению исследователя;
- 7) Производить расчет собственных форм/частот системы в заданном частотном диапазоне;
- 8) Проводить расчет функций частотного отклика для амплитудных и фазовых характеристик объекта;

9) Создавать анимацию вынужденных колебаний, в том числе по индивидуальным тонам;

10) Выводить таблицы модального вклада по результатам расчета вынужденных колебаний.

Кроме этого, результаты расчетов в **ADAMS/Vibration** можно использовать в исследованиях «NVH» (*noise/vibration/harshness*) для предсказания ударных воздействий в автомобилях, планерах, поездах и т. п.

Как было отмечено выше, колебания двигателя Д300 имеют сложный характер. При совместном действии сил давления газов и сил инерции неуравновешенных масс кривошипно-шатунного механизма, система совершает периодические колебания, для количественной оценки которых определяют уровни колебательного перемещения, скорости и ускорения.

Снижение вибраций двигателя, при одновременном сохранении его мобильности, призвана обеспечить модификация узлов его подвески, которая должна обеспечить малые уровни колебаний при действии постоянных возмущающих факторов, вызванных работой двигателя.

Четыре узла подвески двигателя Д300 размещены несимметрично. Поэтому принималось, что все виброизоляторы, установленные в соответствующих опорах, воспринимают разную нагрузку.

Для расчета на вибрации в **ADAMS** была использована та же модель, что и для предыдущих вычислений. Момент нагружения был взят из расчета винтовой характеристики. Модельное время $time = 0,5c$, число шагов $steps = 5000$, время расчета 2,5 часа.

Перед проведением расчета вынужденных колебаний были определены собственные частоты системы с помощью модуля **ADAMS/Vibration**. За точку начала линеаризации было выбрано начальное состояние модели без определения точки статического

равновесия. После расчета были получены собственные вектора системы, представленные на рисунке 27. Каждая точка соответствует какой-либо собственной частоте колебаний системы. Отсеяв слишком большие и слишком малые частоты, были выбраны 15 собственных частот, приведенных в таблице 3. При этом самыми опасными являются частоты со 2-й по 10-ю, лежащие в рабочем диапазоне частот вращения коленчатого вала. Однако ни одна из частот не попадает на область, в которой предполагается эксплуатировать данный двигатель (см. таблицу 4).

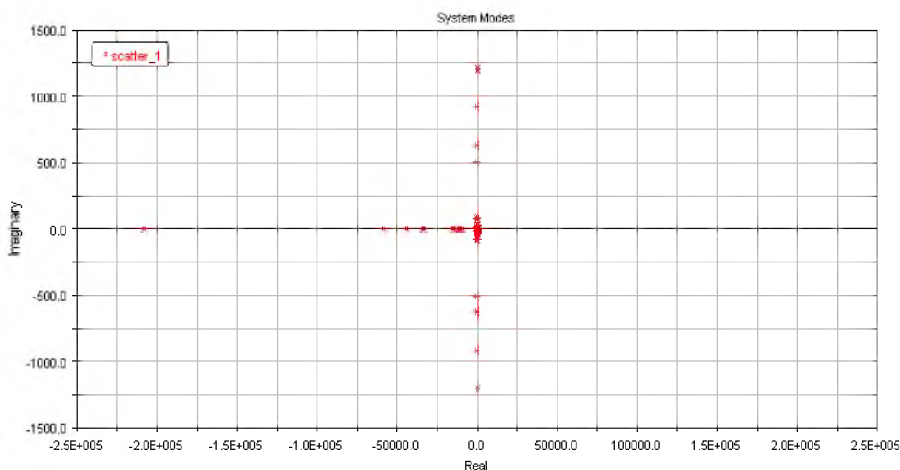


Рис. 27 - Собственные формы колебаний двигателя на опорах

Далее были определены перемещения, скорости и ускорения в опорах, а также силы, передающиеся на основание при разгоне двигателя с установленными виброизоляторами. Требуется отметить, что согласно предыдущим расчетам средняя жесткость виброизолятора (опоры) в вертикальном направлении была принята 320000 Н/м , а в боковом – 80000 Н/м .

Таблица 3 - Собственные частоты колебаний системы

№	Величина	Размерность
1	0,8	Гц
2	2,8	Гц
3	6,2	Гц
4	16,3	Гц
5	17,2	Гц
6	18,1	Гц
7	20,7	Гц
8	31,5	Гц
9	58	Гц
10	62,1	Гц
11	79,5	Гц
12	79,6	Гц
13	510	Гц
14	623	Гц
15	921	Гц

Таблица 4 - Частоты вращения вала на характерных режимах работы

Режим работы	Частота вращения вала	
	Обороты в минуту	Гц
Холостой ход	800	13,3
Максимальный крутящий момент	2200	36,7
Номинальный режим	3000	50
Максимальная частота вращения	3200	53,3

Было установлено, что:

1) Увеличение жесткости опор приводит к уравниванию параметров в опорах (перемещений, скоростей и т. д.). Однако это приводит к росту ускорений в опорах I и II (на 2,3% и 4,7% соответственно) и резкому увеличению ускорений в опорах III и IV (48,3% и 73,1% соответственно);

2) Увеличение жесткости опор приводит к попаданию большого числа собственных частот в рабочий диапазон частот вращения коленчатого вала двигателя. Так, получены по крайней мере три резонансных пика. Они соответствуют частотам 30 Гц;

35,8 Гц; 42,5 Гц. Максимальные амплитуды имеют 3-я и 4-я частоты. При этом 2-я и 4-я частоты близки к режиму максимального крутящего момента и номинальному режиму соответственно, значения частот которых приведены в таблице 4.

На основании сравнения всех результатов расчета опор можно сделать следующие выводы:

- а) Использование виброизоляторов принятой жесткости обеспечивает требуемую фиксацию двигателя, при этом создавая более «мягкий», чем жесткое закрепление, виброрежим;
- б) Установка деформируемых опор уменьшает передачу колебаний на опорную раму, что позволяет снизить ожидаемый вес конструкции;
- в) Виброизоляторы тросового типа обеспечивают достаточную жесткость и устойчивость конструкции при заданной схеме размещения опор;
- г) Данный метод, основанный на использовании полной кинематико-динамической модели механизма для вибрационного расчета в среде **ADAMS**, позволяет получить все интересующие исследователя параметры (перемещения, скорости, ускорения и передаваемые силы) для каждой опоры, равно, как и для любого элемента рассматриваемой системы, в том числе и при нелинейных характеристиках.

Помимо расчета подвески, проводимой для данного двигателя, существует множество других типов специальных расчетов:

- *Анализ работы двигателя в составе устройства.*
Подразумевает моделирование воздействия на механизм внешних устройств с помощью граничных условий в **ADAMS/View**. Например, винта переменного шага, эволюций самолета, системы управления, возможных повреждений и других.

- *Уравновешивание двигателя и подбор противовесов.* Требуется выбора схем уравновешивания и правильного моделирования опор.
- *Расчет крутильных колебаний валов и проектирование гасителей крутильных колебаний.* Об этом типе расчетов подробнее можно узнать из [5].

ПРОЧНОСТНОЙ РАСЧЕТ

Для реализации третьего звена данной цепочки, т. е. прочности, была выбрана программа ANSYS.



Этот программный комплекс содержит в себе достаточное количество функций, необходимых для проведения различных типов расчета. Кроме того, в ANSYS встроен модуль взаимодействия с пакетом ADAMS, что в значительной степени облегчает создание расчетной модели. Для прочностного расчета был выбран поршень двигателя Д300 из-за высокой нагруженности, сложной формы и напряженных температурных условий. Часто проводится аналогичный расчет коленчатых валов из-за сложных условий нагружения, а также расчет шатуна на устойчивость. Использовалась расчетная схема, представленная в таблице 5.

Для расчета из SolidWorks в ANSYS в формате Parasolid была импортирована половина целого поршня, разделенного вдоль оси симметрии. Половина поршня выбрана для снижения времени машинного анализа. Результаты расчета такой модели, при задании соответствующих условий, эквивалентны результатам расчета модели целого поршня. Модель была закреплена по верхней половине отверстия под поршневой палец, как показано на схеме в таблице 5. Была выбрана опция *Areas, All DOF*. Далее на модель поршня было наложено условие симметрии.

Таблица 5 - Расчетная схема поршня

<p>Схема нагружения</p>	Элемент, тетраэдр	Solid92	-
	Материал	Алюминий	-
	Плотность	2740	$кг/м^3$
	Модуль упругости	0,717e11	$Н/м^2$
	Коэффициент Пуассона	0,33	-
	SMRTSIZE	4	-
	Давление	2855500	$Па$
	Ускорение силы инерции	4214	$м/с^2$
	Гравитация	0	$м/с^2$

Сверху к днищу поршня было приложено максимальное давление газов, достигаемое в ВМТ. После чего были заданы параметры материала и сетки (см. таблицу 5).

После расчета напряжений от газовой силы к модели была приложена сила инерции. Для этого в **ADAMS** на основании графика было принято значение ускорения, которое действует в ВМТ. Данное ускорение было приложено к модели поршня в **ANSYS** по оси Y вверх (т.е. со знаком минус, поскольку сила тяжести направлена вниз) с помощью команды *Gravity*.

Затем производился расчет совместного действия газовой силы и сил инерции. Результаты данного расчета, представленного на рисунках 28, 29, 30, сведены в таблицу 6.

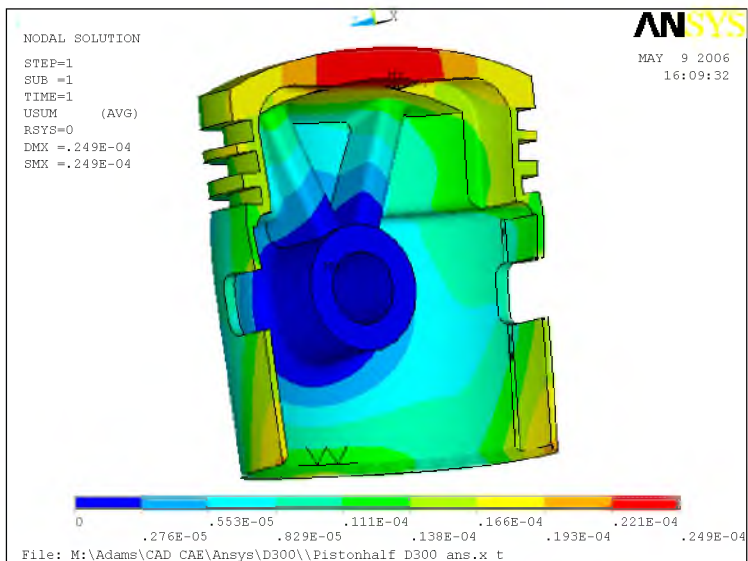


Рис. 28 - Деформации поршня от совместного действия газовой силы и силы инерции

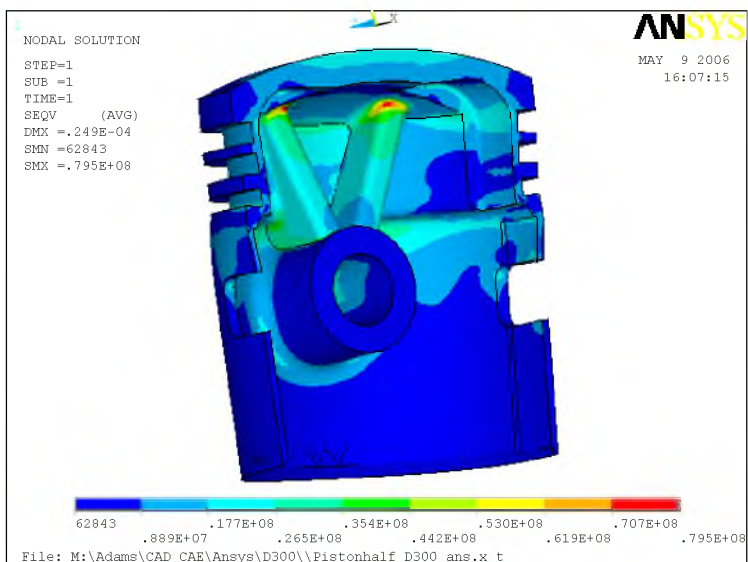


Рис. 29 - Эквивалентные напряжения от газовой силы и силы инерции

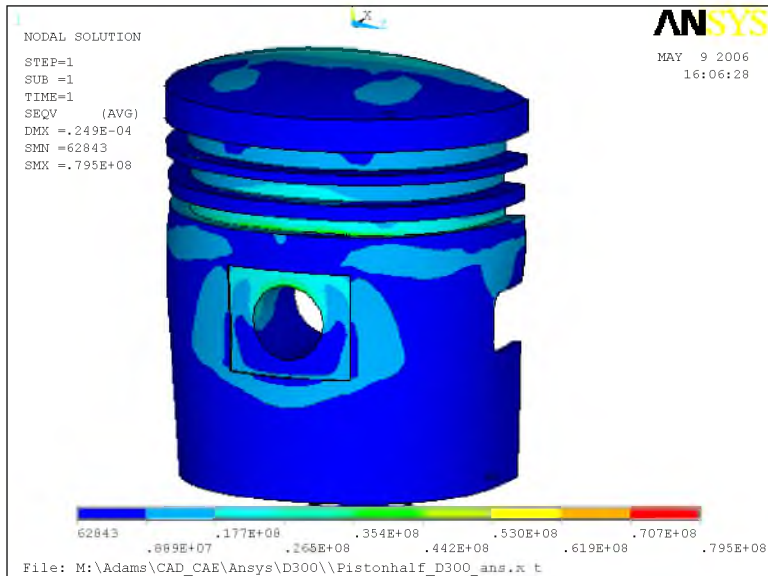


Рис. 30 - Эквивалентные напряжения от газовой силы и сил инерции (вид слева)

Таблица 6 – Напряжения от газовой силы и силы инерции

Тип данных	Газовая сила	Газовая сила и сила инерции
Максимальная деформация, мм	0,026	0,0249
Максимальное эквивалентное напряжение, МПа	82,5	79,5

Из результатов расчета видно, что сила инерции в ВМТ разгружает поршень от действия газовой силы, однако в данном случае величина разгрузки невелика из-за относительной тихоходности двигателя и малой инерционности поршня.

Согласно статистическим рекомендациям, коэффициент запаса был принят равным 1,3. Допускаемые напряжения для алюминиевого сплава АЛ-4, из которого изготовлен данный поршень, $\sigma_{\sigma} = 160 \text{ МПа}$.

$$\sigma_{\text{экв}} \cdot k = 79,5 \cdot 1,3 = 103 \text{ МПа} < 160 \text{ МПа} .$$

Следовательно, деталь удовлетворяет условию прочности. Большой запас прочности (в 57 МПа) взят из-за воздействия неучтенных факторов, таких как высокая температура и цикличность нагружения.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Использование объемного моделирования в сочетании с автоматизированными вычислениями позволяет резко увеличить скорость расчета, точность, снизить влияние человеческого фактора, то есть вероятность ошибки. Строго логичное построение модели и быстрота вычислений компьютеров сочетаются с эвристичностью человеческого мышления за счет создания диалога «человек-машина», который помогает поддерживать богатые возможности совершенствования модели: функции, команды, меню, подпрограммы, макросы и т. п.

Все это позволяет создавать столь сложные, точные и близкие к реальности модели, что их тяжело охватить единым взглядом.

Главной проблемой здесь являются неизбежные ошибки в алгоритме, которые очень сложно отследить рядовым пользователям и особенности используемого программного обеспечения. Поэтому в системы безбумажного проектирования должны включаться только проверенные опытом использования пакеты.

Подводя итоги, можно сделать выводы об основных этапах предложенного в рамках данной работы алгоритма расчета:

I. 3D-модель передается в динамический пакет, оснащается необходимыми соединениями и деформируемыми элементами; задаются статистические силы трения и газовая сила (из теплового расчета). После чего производятся расчеты двигателя:

- а) На постоянной частоте оборотов, соответствующей одному из режимов (чаще всего номинальному);
- б) Разгон двигателя без внешней нагрузки;
- в) Останов двигателя без внешней нагрузки;
- г) Разгон двигателя с эмуляцией потребителя (внешней нагрузки).

На каждом из режимов снимаются перемещения, скорости, ускорения и реакции в опорах. Кроме того, определяются некоторые интегральные параметры, например, время разгона, коэффициент неравномерности вращения коленчатого вала и т. д.

Используются программы: ADAMS/View – программа кинематико-динамического анализа.

II. Затем отдельные детали двигателя передаются в КЭ-пакет, где рассчитывается их прочность под действием нагрузок, вычисленных на предыдущем этапе, а также температур и давлений, полученных в тепловом расчете.

Используются программы: ANSYS, ADAMS/Flex, ADAMS/AutoFlex.

III. Далее производится расчет подвески. Для этого используются либо стандартные опоры, жесткости которых известны из справочника, либо в КЭ-пакетах рассчитывается жесткость новых опор. Данные опоры устанавливаются на полную модель, участвовавшую в динамическом расчете. Затем программа рассчитывает собственные частоты модели, а также перемещения, скорости и т. д.

Используются программы: ADAMS/View, ADAMS/Vibration, VIBSA.

IV. После этого следует технологическая часть (CAM).
Используются программы: ADEM, Cimatron и другие.

V. Делается окончательный вывод об эффективности протекания рабочего процесса, приемлемости кинематических и динамических характеристиках, допустимых напряжениях, технологичности и экономической обоснованности производства,

либо производится возвращение к соответствующему этапу и доработка.

VI. На завершающем этапе производится оформление пакета научно-технической документации. Строятся необходимые сборочные и рабочие чертежи. Создаются анимации, слайды, графики и прочее.

Используются программы: КОМПАС, MS Office.

VII. После чего все это передается на самый последний и самый важный этап – производство изделия.

Приведенная выше методика позволяет значительно снизить время проектирования двигателя, увеличить точность результатов, сократить количество доводочных испытаний и снизить стоимость готовой продукции.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

А. Теоретические вопросы

1. Какие особенности имеет передача геометрии в **ANSYS** и **ADAMS**?
2. Чем отличается МКЭ от метода Крейга-Бамптона?
3. Какие типы расчета используются для ДВС в **ADAMS** и как они реализовываются?
4. Каким образом задаются массово-инерционные характеристики?
5. Какие специальные типы расчетов применяют для двигателей?
6. Какие допущения используются в модели для различных типов расчета?
7. Охарактеризуйте основные этапы алгоритма безбумажного проектирования.
8. Какие граничные условия нужно задать для расчета поршня в **ANSYS**?

9. Посредством чего задаются граничные условия в **ADAMS**, **ANSYS**, **SolidEdge**? Перечислите основные их типы.
10. С помощью каких пакетов и каким образом оценить уровень вибрации в исследуемой конструкции?

Б. Практические задания

1. Опишите стержневую модель КШМ данного двигателя?
2. Проведите статический анализ маятниковой конструкции.
3. Оцените наличие «паразитных» соединений в заданной модели двигателя. Почему иногда их не удастся избежать?
4. Проведите кинематический расчет вашей конструкции. Оцените перемещения, скорости и ускорения.
5. Передайте деталь из **ADAMS** в **ANSYS** и проведите ориентировочный прочностной расчет.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Мелентьев В.С., Гвоздев А.С. ADAMSVIEW, ADAMS/Post Processor: краткий справочник пользователя: Учебное пособие. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2006. – 105 с.: ил.
- 2 Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учебное пособие для вузов. – М.: Высш. шк., 2002. – 496 с.: ил.
- 3 Двигатель карбюраторный Д300: Пособие по эксплуатации. – М.: Машиностроение, 1978. – 31 с.
- 4 Каплун А.Б. ANSYS в руках инженера: Практическое руководство. – М.: Едиториал УРСС, 2004. – 272 с.
- 5 Колебания силового агрегата автомобиля /В.Е. Тольский, Л.В. Корчемный и др. – М.: Машиностроение, 1976. – 266 с.: ил.
- 6 SolidWorks 2001: Документация пользователя / - М.: Московское представительство SolidWorks Corporation, 2001. – 286 с.
- 7 Лабораторный практикум по использованию пакета ADAMS: Метод. указания / Сост. В.С. Мелентьев, А.С. Гвоздев, Д.С. Лежин. Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2006. – 42 с.
- 8 Изучение конструкции двигателей с использованием 3D-моделей их элементов: Метод. указания / Сост. А.С. Гвоздев, В.С. Мелентьев, Д.С. Лежин. Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2006. – 23 с.

Учебное издание

*Гвоздев Александр Сергеевич
Мелентьев Владимир Сергеевич*

**ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ДВС С СОВМЕСТНЫМ
ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПАКЕТОВ ANSYS, ADAMS,
SOLIDEDGE**

Методическое пособие

Редактор
Компьютерная верстка
Доверстка

Подписано в печать _____ г. Формат 60x84 1/16.
Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. _____. Усл. кр.-отг. _____. Уч.-изд.л. _____.
Тираж ____ экз. Заказ _____. Арт. С- ____/2006

Самарский государственный
аэрокосмический университет.
443086 Самара, Московское шоссе, 34.

Изд-во Самарского государственного
аэрокосмического университета.
443086 Самара, Московское шоссе, 34.