

УДК 621.438:004.9

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ ТРУБОПРОВОДОВ АВИАЦИОННОГО ДВИГАТЕЛЯ

© 2012 А. В. Швецов

Самарский государственный аэрокосмический университет  
имени академика С.П. Королева (национальный исследовательский университет)

В статье рассмотрен метод определения фактических собственных частот трубопровода в среде ANSYS, произведена оценка его частотной отстройки.

*Трубопровод, собственная частота колебаний, вибрационная надежность, кинематическое возбуждение, опора.*

Высокое давление, коррозионное воздействие транспортируемых жидкостей и газов, частая смена низких и высоких температур, значительный уровень статических и динамических нагрузок предъявляют жесткие требования к проектированию трубопроводных магистралей.

Большая часть причин, приводящих к ненадежности трубопроводов, в настоящее время достаточно полно изучена. В соответствии с требованиями, предъявляемыми к магистралям, подбираются конструктивные формы, материал, производятся гидравлический и прочностной расчеты, учитывается технология изготовления, контроля и монтажа трубопроводов.

Наряду с этими мероприятиями необходимо применять современные методы расчета и проектирования трубопроводов с использованием различных программных пакетов.

Причиной разрушения трубопроводов, как правило, являются недопустимые напряжения. Возникают они в результате действия на систему трубопроводов нагрузок разного типа, из которых можно выделить статические, циклические и случайные.

Статические нагрузки возникают при монтаже трубопроводов вследствие неточного совпадения монтируемых сечений труб с элементами крепления.

Возникновение циклических нагрузок связано с периодическими колебаниями деталей, узлов, агрегатов и

изделий в целом, а так же параметров жидкостей, протекающих внутри и снаружи трубопроводов.

Случайные нагрузки возбуждаются эпизодическими источниками.

Значительная доля дефектов трубопроводов обусловлена циклическим воздействием вибрационного характера и проявляется в виде усталостных поломок, разгерметизации, повышенного уровня вибронапряжений. Например, доля трубопроводов в усталостных поломках двигателей в процессе доводки достигает 20-25%.

Источники возникновения вибраций и механизмы их передачи на трубопроводы летательных аппаратов и двигателей чрезвычайно разнообразны, различно их влияние на динамическую прочность и надежность гидравлических систем.

Характер спектра частот колебаний трубопроводов свидетельствует о том, что причиной колебаний являются вибрации элементов конструкций изделий, с которыми тем или иным способом связаны гидравлические магистрали. Такой механизм возбуждения поперечных колебаний, когда некоторые сечения трубопровода совершают вынужденные периодические перемещения (в общем случае угловые и линейные), обычно называют кинематическим. При этом интенсивность инерционной нагрузки, распределенной по длине рассматриваемого участка трубопровода, будет зависеть от амплитуды и частоты возмущающих перемещений, а так же от величины погонной

плотности трубопровода с учетом массы протекающей в нем жидкости.

Элементы конструкции, к которым присоединяются трубопроводы, иногда служат своеобразными усилителями вибрации, так как представляют собой механические колебательные системы с присущим им густым спектром собственных частот. Это является характерной особенностью кинематического механизма возбуждения. В роли резонаторов оказываются тонкостенные податливые конструкции корпусов и оболочек изделия, упруго подвешенные агрегаты, ребра жесткости. При проектировании трубопроводных систем необходимо учитывать это обстоятельство и устанавливать связи в тех местах, где ожидаются наименьшие амплитуды перемещений (например, в узловых точках). Кроме того, причиной возбуждения элементов конструкций деталей и узлов могут быть механическая и аэродинамическая неуравновешенность винтов, вентиляторов, роторов компрессоров и турбин, вращающихся элементов редукторов; акустические нагрузки от лопастей винтов, лопаток компрессоров и турбин и реактивных струй.

При высоких частотах кинематического возбуждения превалирует динамическая нагрузка от действия массовых сил, где наиболее опасными будут резонансные колебания. Одним из основных приемов снижения напряжений в этом случае является частотная отстройка, когда стремятся установить длину пролетов и жесткость опор таковыми, чтобы в зоне рабочих чисел оборотов не было совпадения собственных частот и частот возбуждения, т. е. чтобы не наблюдалось резонансных колебаний трубопровода в пролетах между опорами.

Если же по каким-либо причинам сделать это невозможно, то прибегают к демпфированию колебаний трубопроводов. В этом случае в системе «трубопровод – опоры» допускаются резонансы, а основная задача состоит в том, чтобы ввести в систему элемент или

несколько элементов, которые бы снижали амплитуду прогибов на резонансе, отводя энергию от колеблющейся системы.

Таким элементом являются упругодемпфирующие опоры (УДО) различных конструкций.

В настоящее время снижение переменных напряжений в трубопроводах благодаря демпфированию колебаний с помощью упругодемпфирующих опор получает все большее распространение в конструкциях трубопроводов отечественных и зарубежных ГТД. Это объясняется высокой эффективностью демпфирования: резким снижением уровня напряжений, особенно на резонансах, и малым разбросом значений напряжений, что позволяет значительно уменьшать неопределенность системы и, следовательно, повышать ее надежность.

Спектр собственных частот трубопроводов очень густой. Учитывая также густоту спектров возбуждающих сил и то обстоятельство, что в процессе эксплуатации собственные частоты трубопроводов могут в некоторых пределах изменяться вследствие изменения жесткости зажимов, температурных напряжений и по целому ряду других причин, можно прийти к выводу о практической невозможности избежать резонансных колебаний при столь большом числе трубопроводов ГТД.

Соответственно, одна из основных задач при устранении вибрации трубопроводов заключается в определении фактических собственных частот трубопроводов и соответствующем изменении их.

Такая задача решена на примере твердотельной модели масляного трубопровода двигателя НК-36СТ диаметром 8 мм с помощью программного пакета ANSYS.

Трубопровод представляет собой разветвленную систему сложной конфигурации. Формирование геометрической схемы трубопровода и создание объемной модели произведено в пакете Unigraphix NX 3.

Вид построенной модели показан на рисунке 1.

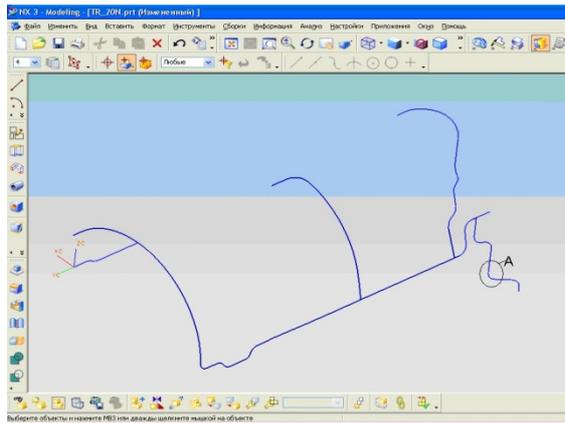


Рис. 1. 3D – модель исследуемого трубопровода в Unigraphics NX3

Готовая 3D – модель трубопровода импортируется в программный пакет ANSYS, где осуществляется формирование расчетной схемы и массива исходных данных трубопровода (задаются граничные условия) и далее рассчитывается методом конечных элементов.

Конечно – элементная модель представлена на рисунке 2.

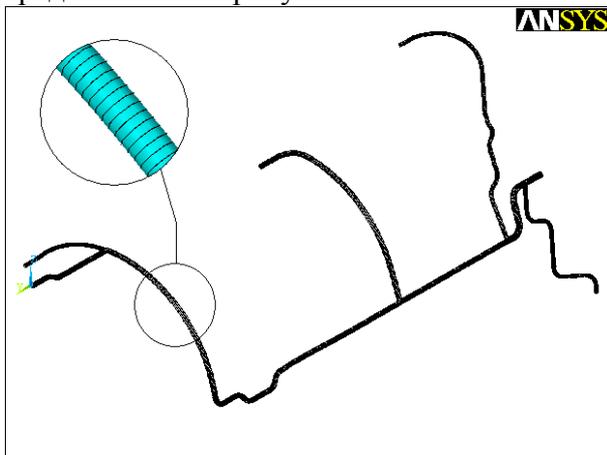


Рис. 2. Конечно-элементная модель

Закрепление трубопровода в конечных сечениях было принято жестким. Промежуточные опоры трубопровода принимаем упругими с кольцевой втулкой из МР, коэффициенты жесткости которых следующие [2] :

$$C_X = C_Y = C_Z = 60 \cdot 10^4 \text{ Н/м,}$$

$$C_{\theta X} = C_{\theta Y} = C_{\theta Z} = 0.$$

В ANSYS эти опоры моделируются с помощью элемента COMBIN14.

Элемент COMBIN14 – это пружинный амортизатор (или) упругий демпфер. Он имеет продольные или крутильные свойства, что позволяет применять его в одномерных (1D), двумерных (2D) или трехмерных (3D) задачах. Опция продольного упругого демпфера формирует одноосный элемент, воспринимающий растяжение и сжатие, имеющий до трех степеней свободы в каждом узле: перемещения в направлении осей X, Y, Z узловой системы координат. При этом свойства изгиба и кручения отсутствуют. Опция крутильного упругого демпфера формирует чистый поворотный элемент с тремя степенями свободы в каждом узле: повороты вокруг осей X, Y, Z узловой системы координат. Свойства изгиба или восприятия продольного усилия отсутствуют.

Для элемента упругого демпфера задается масса.

Вид конечно-элементной модели УДО (рис.1, фрагмент А) представлен на рисунке 3.

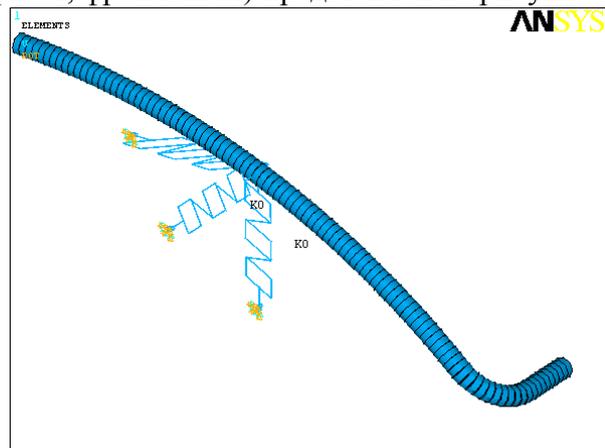


Рис. 3. Конечно-элементная модель УДО

Для создания жестких опор, достаточно в несколько раз увеличить коэффициент жесткости УДО.

В результате расчета получаем набор данных, соответствующих разным частотам собственных колебаний, каждая из которых имеет свой порядковый номер.

Проводится анализ полученных результатов, определяется вид собственных форм колебаний исследуемого трубопровода в пространстве.

На рисунке 4 представлена форма колебаний, соответствующая первой собственной частоте.

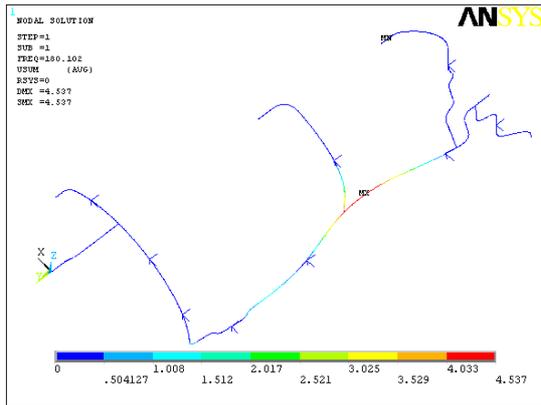


Рис. 4. Форма колебаний, соответствующая первой собственной частоте

Для снижения переменных напряжений в трубопроводах, возникающих при воздействии на трубопровод возбуждающих сил от перемещения опор (кинематическое возбуждение) и пульсаций давления в системе, при аэродинамическом и других видах возбуждения, возможно использовать следующие принципы повышения вибрационной надежности трубопроводных систем (как и вообще – колебательных систем):

- снижение виброактивности источника колебаний;
- частотная отстройка;
- введение демпфирования в систему (в случае трубопроводов – УДО);
- повышение предела выносливости материала трубопроводов;
- изменение формы колебаний.

Наиболее простыми при реализации являются принципы частотной отстройки и демпфирования. Им соответствует определенная конструкция опор и их расстановка по длине трубопровода.

При частотной отстройке должно быть выполнено условие, по которому собственная частота трубопровода не должна совпадать ни с одной из частот возбуждения в некотором заданном интервале частот.

При широком спектре частот возбуждения, который обычно имеет место на ГТД, наиболее надежной будет односторонняя отстройка вверх, когда минимальная собственная частота трубопровода устанавливается выше

максимальных частот возбуждения. Поскольку коэффициент динамического усиления колебаний трубок в резонансе довольно большой, то достаточна отстройка на 20-30% [1]:

$$f_{c \min} \geq (1,2 \div 1,3) f_{в \max},$$

где  $f_{c \min}$  – минимальная собственная частота трубопровода;

$f_{в \max}$  – максимальная частота возбуждения.

Отстройка по частотам оказывается не всегда приемлемой. При высоких частотах возбуждения (более 300 – 400 Гц) отстройка вверх требует малых длин участков трубопровода, что конструктивно не всегда целесообразно, а порой и невозможно. Так, если трубопровод крепится на податливых облегченных корпусах, то даже при малых расстояниях между опорами практически не обеспечивается жесткая заделка.

Практически единственным способом снижения переменных напряжений в случаях, когда частотная отстройка мало эффективна, является демпфирование колебаний трубопроводов. Для этого необходимо изменить конструкцию опор и вместо жестких брать податливые опоры, обладающие свойством рассеяния энергии колебаний. Первостепенная задача проектирования трубопроводов с такими опорами состоит в оптимизации числа опор, их жесткости, демпфирования и мест расстановки по длине трубопровода.

В таблице 1 приведены вычисленные значения собственных частот  $f_i$ , номинальные частоты вращения ротора турбокомпрессора  $f_{TK}$  и свободной турбины  $f_{CB}$ , а также запасы по частоте, определенные по формуле:

$$\delta = \frac{f_i - f_P}{f_P} \cdot 100\%,$$

где  $f_P$  – одна из роторных частот ( $f_{TK}, f_{CB}$ );  
 $f_i$  – собственная частота колебания трубопровода.

Отрицательное значение  $\delta$  означает, что данная собственная частота ниже сопоставляемой частоты возбуждения. Поэтому при наборе оборотов следует ожидать кратковременного резонанса на 180,1 Гц. Кроме того, учитывая погрешность расчетного определения собственных частот,

вызванную несовершенством методики замера узловых координат и ориентировочным назначением жесткости промежуточных опор, можно предположить весьма высокую вероятность резонанса на первых двух частотах, где запас не превышает 30%.

Таблица 1. Оценка частотной отстройки трубопровода

Частоты возбуждения, Гц	Собственные частоты трубопровода $f_i$ , Гц					
	180,10	244,14	332,34	376,43	417,38	
	Запасы по частотам, %					
$f_{св}$	138,33	22,78	76,49	—	—	—
$f_{тк}$	212,86	15,39	14,69	56,13	76,84	96,08

В связи с этим представляется целесообразной замена опор на опоры с материалом МР или многослойными пакетами, обладающие более высоким демпфированием. Для повышения собственных частот необходима постановка дополнительной УДО

примерно в середине участка, где имеются значительные поперечные перемещения трубопровода на всех формах колебаний.

Анализ полученных результатов свидетельствует о возможности и экономической целесообразности включения этапа расчетного исследования вибрационного состояния трубопроводов с помощью программного пакета ANSYS в процесс проектирования. Это обеспечит реальную возможность сокращения сроков последующей вибрационной доводки за счет опережающих мероприятий по частотной отстройке и демпфированию.

#### Библиографический список

1. Старцев, Н.И. Трубопроводы газотурбинных двигателей [Текст] / Н.И. Старцев - М.: Машиностроение, 1976. - 272с.
2. Уланов, А.М. Основы проектирования систем виброзащиты с упругими элементами из материала МР [Текст] / А.М. Уланов, Ю.К. Пономарев // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. - 2008. Том 10, № 3 (25). - С. 853-857.

## MODELLING OF DYNAMICS OF PIPELINES AVIATION ENGINE

© 2012 A. V. Shvetsov

Samara State Aerospace University  
named after academician S.P. Korolyov (National Research University)

The article describes the method of determining the actual natural frequencies of the pipeline in the environment ANSYS, evaluated its frequency detuning.

*Pipeline, the natural frequency of vibration of reliability, support for cinematic excitement.*

#### Информация об авторе

**Швецов Антон Владимирович**, аспирант кафедры конструкция и проектирования двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: Ash56@inbox.ru. Область научных интересов: динамика гидравлических систем.

**Shvetsov Anton Vladimirovich**, postgraduate of Aircraft Design Department, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: Ash56@inbox.ru. Area of research: Область научных интересов: dynamics of hydraulic systems.