

Так как амплитудно-частотная характеристика газовой измерительной цепи представляет собой чередование максимумов и минимумов, в которых значение коэффициента передачи может отличаться в десятки раз, то снижается точность восстановления формы колебаний давления. В таких случаях необходимо корректировать или спрямить частотную характеристику газоизмерительной цепи с помощью акустически согласованных элементов (рис. 2).

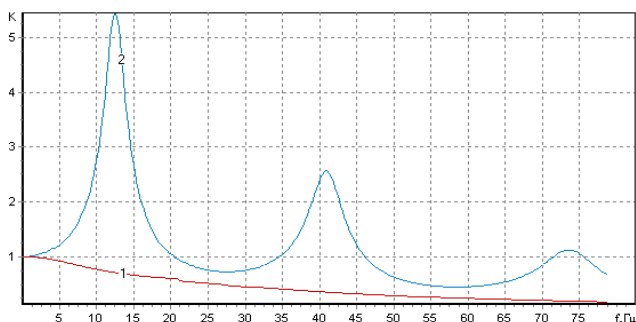


Рис. 3. Вид амплитудно-частотной характеристики газовой измерительной цепи до коррекции (1) и после коррекции акустически согласованными элементами (2).

Было проведено математическое моделирование процесса коррекции амплитудно-частотных характеристик на примере газоизмерительной цепи диафрагмен-

ного расходомера. Теоретически установлено, что форму пульсаций перепада давления можно восстановить с большой точностью, и с помощью дополнительных аппаратных средств коррекции расхода можно добиться уменьшения пульсационной погрешности в три раза [3].

### Библиографический список

1. Шорин, В.П. Гидравлические цепи передачи информации / В.П. Шорин, А.Г. Гимадиев, Н.Д. Быстров Н.Д. — М.: Машиностроение, 2000. — 328 с.
2. Гимадиев, А.Г. Методика расчета пульсаций давления и расхода в измерительной цепи диафрагменного расходомера / А.Г. Гимадиев, А.А. Игонин, В.Н. Илюхин // Самар. госуд. аэрокосмич. ун-т. - Самара, 2006. - 13 с. Деп. в ВИНТИ, №. 558-В2006 от 27.04.2006г.
3. Гимадиев, А.Г. Коррекция частотных характеристик газовой измерительной цепи диафрагменного расходомера / А.Г. Гимадиев, А.А. Игонин // Динамика машин и рабочих процессов. Сборник докладов Всерос. науч.-техн. конф. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2007. – С. 59-62.

УДК 620.621.45

## РАЗРАБОТКА МОДЕЛИ СИСТЕМЫ «РОТОР-КОРПУС» С ДЕМПФИРОВАНИЕМ

Авраменко А.А., Новиков Д.К., Нижегородцев В.В.

Самарский государственный аэрокосмический университет

*The article deals with dynamic of the rotor. The subject of the text is laboratory assemble for studying vibrations in the power plants. It is spoken in detail about mathematics model of the vibrations. Much attention is given to vibrations damping.*

Динамические системы «ротор-корпус» существенно влияют на вибрационное состояние авиационного двигателя (АД) и энергетической установки (ЭУ). Критические частоты ротора во многом определяют выбор конструктивно-силовой схемы двигателя. Поэтому очень важно, чтобы студентам эта тема была донесена доступно и понятно с

составлением теоретических моделей, проведением соответствующих экспериментальных исследований и разъяснением физического смысла возникающих при этом явлений.

Основные из перечисленных теоретических вопросов должны быть подтверждены на лабораторных установках. На ка-

федре «Конструкция и проектирование двигателей летательных аппаратов» разработана установка с гибким валом на двух опорах, посередине которого размещен диск. Эта установка эксплуатируется с 60-х годов прошлого века. Опора, расположенная со стороны электродвигателя является жесткой, а другая опора представляет собой диск, размещенный упруго на шпильках. Такая опора является упруго-массовой, а установка моделирует двухмассовую колебательную систему «ротор-корпус». Эта установка позволяет определять критические частоты двухмассовой системы теоретически и экспериментально. Студенты при проведении работы четко определяли резонансы по каждой из масс, однако амплитуду колебаний из-за отсутствия в модели демпфирования определить было невозможно.

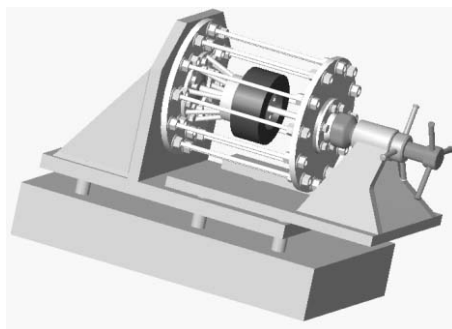


Рис.1. Внешний вид установки

Поэтому в настоящее время была проведена модернизация установки. Она заключается в установке демпфера сухого трения в податливую опору и монтаже датчиков перемещения диска.

Для проведения расчетов с учетом демпфирования потребовалось создать математическую модель установки, схема которой приведена на рис.2.

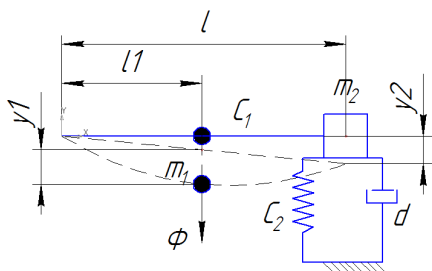


Рис.2. Схема установки

При вращении ротора система совершает вынужденные колебания, которые можно считать гармоническими. Для того

чтобы, описать движение данной механической системы воспользуемся уравнениями Лагранжа II рода. Они имеют вид:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} = Q_j$$

где  $T$  – кинетическая энергия,  $Q_j$  – обобщенная сила,  $q$  – обобщенная координата,  $j$  – номер обобщенной координаты.

За обобщенные координаты примем:  $y_1$  – перемещение диска и  $y_2$  – перемещение податливой опоры (см. рис.2). Кинетическая энергия в нашем случае определяется так:

$$T = \frac{1}{2} m_2 \dot{y}_2^2 + \frac{1}{2} m_1 \left[ \left( \frac{l_1}{l} \dot{y}_2 \right) + \dot{y}_1 \right]^2,$$

где  $m_1, m_2$  – масса диска и податливой опоры,  $l$  – расстояние от жесткой опоры до податливой, а  $l_1$  – до диска (рис.2).

Обобщенная сила будет равна возбуждающей. Для гармонического закона имеем:

$$Q = m_1 \omega^2 \delta \sin \omega t,$$

где  $\omega$  – частота вращения ротора,  $\delta$  – эксцентриситет массы диска,  $t$  – время.

Рассматриваемая механическая система имеет две степени свободы и описывается двумя дифференциальными уравнениями (ДУ):

$$\begin{cases} m_1 \ddot{y}_1 + c_1 y_1 + m_1 \frac{l_1}{l} \ddot{y}_2 = m_1 \omega^2 \delta \sin \omega t \\ m_1 \frac{l_1}{l} \ddot{y}_1 + \left( m_2 + m_1 \left( \frac{l_1}{l} \right)^2 \right) \ddot{y}_2 + c_2 y_2 + d \dot{y}_2 = 0 \end{cases}$$

где,  $c_1, c_2$  – жесткости вала и шпилек соответственно,  $c_3$  – эквивалентная жесткость.

В уравнениях движения присутствует сила сопротивления  $F_d$ , возникающая в специальном устройстве – демпфере. В предположении линейности системы сила сопротивления записывается в виде:

$$F_d = -d \dot{y}_2,$$

где  $d$  – коэффициент демпфирования. Для демпфера сухого трения он определяется в виде [2]:

$$d = \frac{\psi}{A * \omega},$$

где  $\psi$  – коэффициент рассеяния,  $A$  – амплитуда колебаний. Коэффициент рассеяния находится экспериментально.

Вынужденные колебания описываются частным решением ДУ движения системы, которое ищется в виде:

$$y_1 = A_1 \sin(\omega t) + B_1 \cos(\omega t) \text{ – для диска;}$$

$y_2 = A_2 \sin(\omega t) + B_2 \cos(\omega t)$  – для податливой опоры.

Коэффициенты  $A_1, A_2, B_1, B_2$  – зависят от частоты вращения и являются составляющими амплитуд:  $A$  – для диска и  $B$  – для податливой опоры. Они определяются следующим образом:

$$A = \sqrt{A_1^2 + B_1^2} \text{ - для диска;}$$

$$B = \sqrt{A_2^2 + B_2^2} \text{ - для опоры.}$$

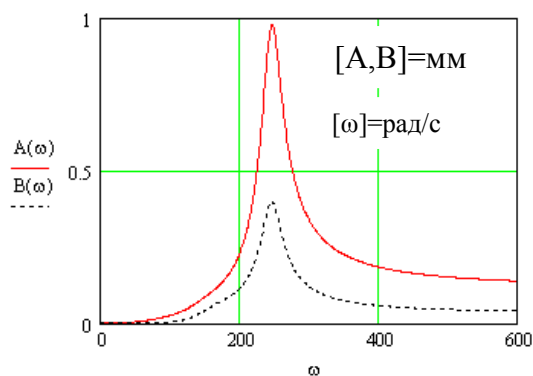


Рис. 3. АЧХ установки

В системе MathCAD были построены графики АЧХ (рис.3). Для построения графиков задаем коэффициент демпфирования для 1-й критической частоты.

Частота вращения представлена в рад/с, а амплитуда в миллиметрах. Из графика видно, при какой частоте возникает резонанс, и какова амплитуда. Получено, что амплитуда колебаний на резонансе не превышает 1 мм, что допустимо для условий проведения лабораторной работы.

### Библиографический список

1. Яблонский, А.А. Курс теоретической механики / А.А. Яблонский, В.М. Никифорова. - М.: «Интеграл-пресс», 2006.
2. Новиков, Д.К. Ротор-корпус. Методические указания к лабораторной работе / Д.К. Новиков, Д.С. Лежин, Ю.К. Пономарев. - СГАУ, 2006.

УДК 621.43

## ВЛИЯНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ИЗБЫТКА ВОЗДУХА НА ОБРАЗОВАНИЕ КАНЦЕРОГЕННЫХ ПАУ ПРИ ГОРЕНИИ МЕТАНО-ВОЗДУШНОЙ СМЕСИ

Лукачев С.В., Матвеев С.Г., Чечет И.В., Логашкин А.П.

Самарский государственный аэрокосмический университет

## INFLUENCE EXCESS AIR FACTOR ON FORMATION CARCINOGEN PAH AT BURNING OF THE METANO-AIR MIX

*Lukachev S.V., Matveev S.G., Chechet I.V., Logashkin A.P. Discussed influence excess air factor on formation five-ring PAH, at burning of the metano-air mix, using detailed kinetic mechanism and its reduction. Examined main physicochemical processes (equilibrium concentration, time induction).*

Продукты сгорания углеводородных топлив тепловых двигателей содержат различные компоненты, загрязняющие окружающую среду, часть из которых обладает канцерогенной активностью. Это обусловлено наличием в продуктах сгорания полициклических ароматических углеводородов (ПАУ). Индикатором присутствия группы канцерогенных ПАУ принято считать бенз(а)пирен ( $C_{20}H_{12}$ ) [1]. Ущерб, наносимый окружающей среде за счет выбросов

бенз(а)пирена сопоставим с ущербом от выбросов  $CO$  и  $NO_x$ . Если же учесть тот факт, что помимо бенз(а)пирена в продуктах сгорания содержатся и другие канцерогенные ПАУ, то становится очевидным, что вклад группы канцерогенных ПАУ в общее загрязнение окружающей среды при сжигании топлива может оказаться решающим. Для снижения выбросов канцерогенных ПАУ необходимо выявлять пути их образования [2].