

Разработаны теоретические предпосылки для создания эффективного оборудования на базе исследования динамики энергетического спектра турбулентных структур двухфазной среды; ликвидации крупномасштабных турбулентных структур и нового подхода к предварительной классификации на принципах удара, позволяющего разрушать конгломераты части, образующихся за счет сил поверхностного натяжения.

Литература

1. Абрамович Г.Н. Теория турбулентных струй. – М.: Наука, 1984. – 717 с.
2. Рыбалко Р.И. Теоретические основы создания сепараторов новой конструкции // Вестник ДонГАСА. Выпуск 2004-5 (47). – Макеевка, 2004. – С. 113-119.
3. Гиневский А.С., Колесников А.В., Уханова Л.Н. Вырождение турбулентности потока за двухрядной решеткой цилиндров при противоположном движении рядов.– Изв. АН СССР. Сер. Механика жидкости и газа, 1979, №3, с.17-25.

Филипковский Сергей Владимирович, к.т.н, доцент, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, svfil@inbox.ru.

НЕЛИНЕЙНЫЕ КОЛЕБАНИЯ РОТОРА ТУРБОХОЛОДИЛЬНИКА САМОЛЁТА

Турбохолодильники – это лопаточные машины, в которых осуществляется близкий к адиабатическому процесс расширения потока воздуха с понижением его температуры. Расширение происходит в сопловом аппарате и рабочем колесе турбины 1 (рис.1). Возникающий на рабочем колесе момент вращения передается через вал 2, установленный в подшипниках 3 и 4, к рабочему колесу 5 вентилятора, выполняющему в данном случае роль потребителя энергии, отводимой от потока воздуха в турбине [1]. Турбохолодильник охлаждает воздух, который поступает от компрессора двигателя, поэтому он находится вблизи двигателя в зоне повышенных вибраций, которые воздействуют на опоры ротора. Скорость вращения ротора может достигать величин от 40000 до 100000 об/мин, что соответствует частоте от 667 до 1667 Гц. Диапазон частот вибраций планера в области двигателей (от 10 до 2000 Гц) накладывается на диапазон частот вращения.

Ротор турбохолодильника испытывает продольную нагрузку, поэтому его устанавливают на радиально-упорных подшипниках, он также должен быть защищен от ударов, которые могут возникнуть в результате раскрытия и закрытия зазоров между шариками и канавками качения подшипников при поперечной вибрации турбохолодильника. Такие роторы устанавливают на

радиально-упорных шарикоподшипниках с предварительным осевым поджатием, которое осуществляется в турбохолодильнике пружиной 6. В настоящее время вибрации таких роторов рассчитывают в линейной постановке [2], но исследование нелинейных вибраций представляет практический интерес.

Уравнения для определения нелинейной жёсткости предварительно поджатых подшипников выведены в [3], однако для выполненных в этой статье исследований они линеаризованы.

Целью настоящей работы является исследование нелинейных колебаний ротора турбохолодильника на шарикоподшипниках с предварительным осевым поджатием, вызванные одновременным действием дисбаланса и вибрации опор.

Ротор моделируется валом с двумя дисками, закреплённым вблизи опор. Конструкция агрегата такова, что расстояние между опорами менее чем в пять раз превышает диаметр вала. Такое соотношение длины и диаметра вала обуславливают жёсткость вала на порядок больше жёсткости подшипников. Поэтому считаем вал недеформируемым телом, а степенями свободы являются перемещения цапф относительно внешних колец подшипников.

Используем уравнения колебаний, полученные с помощью уравнений Лагранжа II-го рода в работе [4]. Их можно записать в следующем виде

$$\mathbf{M} \cdot \ddot{\mathbf{X}} + \mathbf{G} \cdot \dot{\mathbf{X}} + \mathbf{C} \cdot \dot{\mathbf{X}} + \mathbf{K}(\mathbf{X}) = \mathbf{Q}(t), \quad (1)$$

где \mathbf{M} – матрица масс; \mathbf{G} – гироскопическая матрица; \mathbf{C} – матрица демпфирования; $\mathbf{K}(\mathbf{X})$ – вектор, компонентами которого являются нелинейные функции упругих сил в подшипниках (1); \mathbf{X} – вектор обобщённых координат; $\mathbf{Q}(t)$ – вектор правой части. Колебания возбуждаются совместным действием силы дисбаланса дисков и вибрации опор, поэтому

$$\mathbf{Q}(t) = \mathbf{Q}_D(\Omega, t) + \mathbf{Q}_\Pi(\omega, t),$$

где $\mathbf{Q}_D(\Omega, t)$ – вектор сил обусловленных дисбалансом диска, Ω – угловая скорость вращения ротора, $\mathbf{Q}_\Pi(\omega, t)$ – вектор кинематического возбуждения колебаний, ω – круговая частота вибрации опор.

Первый вектор

$$\mathbf{Q}_D(\Omega, t) = m_0 a \Omega^2 [\bar{l}_1 \cos \Omega t \quad \bar{l}_2 \sin \Omega t \quad \bar{l}_1 \cos \Omega t \quad \bar{l}_2 \sin \Omega t \quad 0]^T,$$

$$\text{где } \bar{l}_1 = \left(1 - \frac{\zeta_D}{l}\right), \quad \bar{l}_2 = \frac{\zeta_D}{l},$$

a – эксцентриситет,

ζ_D – координата диска на валу,

l – расстояние между опорами вала

получаем в результате дифференцирования уравнений Лагранжа. Второй вектор следует записать следующим образом [5]:

$$\mathbf{Q}_{\Pi}(\omega, t) = -\mathbf{M} \cdot \mathbf{A}_{\Pi}(\omega, t),$$

где \mathbf{M} – матрица масс,

$\mathbf{A}_{\Pi}(\omega, t)$ – вектор виброускорений опор.

$$\mathbf{A}_{\Pi}(\omega, t) = [A_{\Pi x} \quad A_{\Pi y} \quad A_{\Pi x} \quad A_{\Pi y} \quad A_{\Pi z}]^T \sin \omega t,$$

где $A_{\Pi x}, \dots, A_{\Pi z}$ – амплитуды виброускорений.

Под амплитудно-частотной характеристикой (АЧХ) понимаем зависимость полуразмаха колебаний от частоты ω , частоту Ω считаем фиксированной. Определим безразмерные параметры следующим образом: $x_A = x_1/z_0$, $y_A = y_1/z_0$, $x_B = x_2/z_0$, $y_B = y_2/z_0$, $z_A = z/z_0$, $\bar{\omega} = \omega/\omega_1$, $\tau = t \cdot \omega_1$, где ω_1 – основная резонансная частота линеаризованной системы. Уравнение (1) можно записать в виде:

$$\ddot{\mathbf{U}} = \mathbf{f}(\mathbf{U}, \dot{\mathbf{U}}, \tau), \quad (2)$$

где \mathbf{f} – 5-мерная вектор-функция,

$\mathbf{U} = [x_A \quad y_A \quad x_B \quad y_B \quad z]^T$ – вектор безразмерных обобщённых координат. АЧХ строим методом продолжения по параметру, уравнения которого выведены в работе [4]. После выполнения итераций в каждой точке АЧХ вычисляем матрицу монодромии, мультипликаторы которой определяют устойчивость и характер бифуркаций периодического решения.

При совместном действии дисбаланса и вибрации опор проявляются резонансы всех форм колебаний ротора, а также резонансы с кратными частотами. АЧХ обобщённой координаты y_B ротора турбохолодильника представлена на рис. 2. Характеристики остальных обобщённых координат аналогичны.

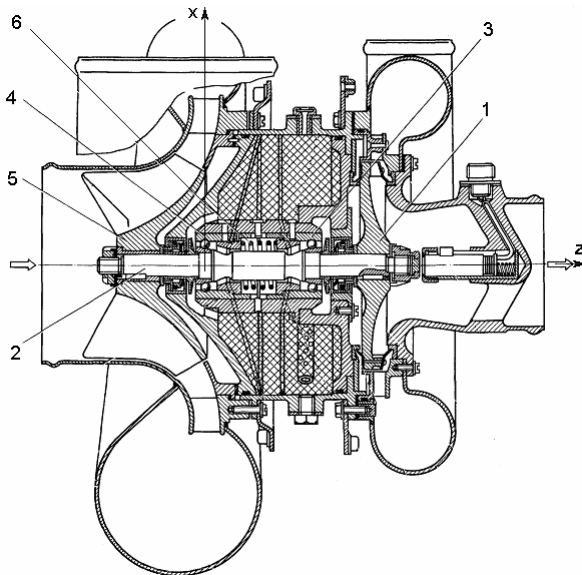


Рисунок 1 – Турбохолодильник

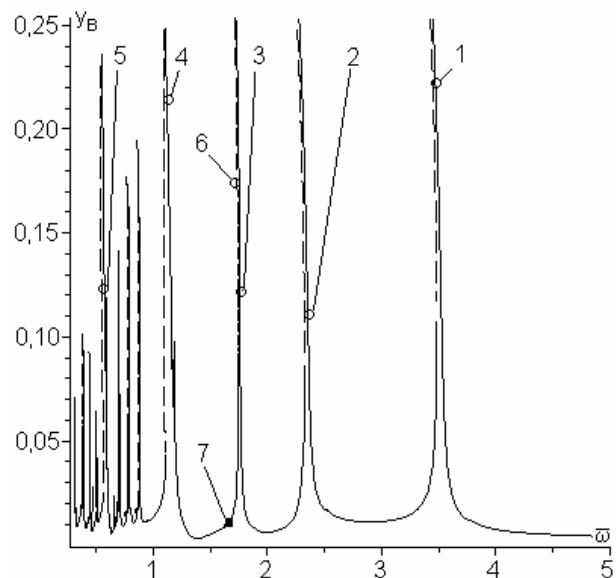


Рисунок 2 – АЧХ ротора

Резонансы, на которых отмечены точки 1 и 3, соответствуют форме колебаний, когда цапфы вала находятся с противоположных сторон от оси симметрии подшипников и в процессе колебаний движется в сторону вращения

ротора. Их частоты относятся как целые числа – 2/1. Резонанс, на котором отмечена точка 2, соответствует форме колебаний, когда цапфы вала находятся с противоположных сторон от оси симметрии подшипников и в процессе колебаний движутся противоположно вращению ротора. На АЧХ заметны резонансы и с более низкими частотами, соответствующими этим формам колебаний. Их амплитуды невелики, а частоты также относятся как целые числа.

Резонансы, на которых отмечены точки 4 и 5, соответствуют форме колебаний, когда цапфы вала находятся с одной стороны от оси симметрии подшипников и в процессе колебаний движутся в сторону вращения ротора. Их частоты относятся как 2/1. В низкочастотном диапазоне могут возникать резонансы с такой же формой колебаний и отношениями частот 3/1, 4/1 и т.д.

Анализ устойчивых режимов колебаний показал, что траектории центров цапф на основных резонансах каждой формы колебаний близки к окружностям. Для кратных частот за каждый цикл колебаний цапфа описывает столько круговых петель, во сколько раз частота ниже основной частоты для этой формы.

Между резонансами с большими амплитудами, на которых отмечены точки 4 и 5 (см. рис. 2), хорошо видны резонансы с относительно малыми амплитудами и частотами, кратными частотам резонансов с формами колебаний, когда цапфы вала находятся с противоположных сторон от оси симметрии подшипников. В результате наложения колебаний по нескольким формам здесь траектории центров цапф более сложные.

Анализ неустойчивых режимов колебаний показал, что на левых ветвях резонансных пиков наблюдаются неустойчивые режимы колебаний, для которых наибольший мультипликатор матрицы монодромии становится действительным числом $\lambda_1 > 1$, это седло-узловая бифуркация [6]. На правых ветвях неустойчивые режимы появляются возле самых вершин резонансных пиков и в отдельных точках между резонансами. В этих точках модули наибольших комплексно-сопряжённых мультипликаторов возрастают до величин $|\lambda_{1,2}| > 1$, это бифуркация рождения двумерного тора [6].

На неустойчивых режимах построены зависимости обобщённых координат от времени. На левых ветвях резонансов наблюдаются колебания с переменным размахом, как показано на рис. 3,а для резонансной точки 6. Отображение Пуанкаре для этого режима представлено на рис. 3,б. На правых ветвях резонансов и между резонансами наблюдаются колебания похожие на биения, как показано на рис. 4,а для колебаний по форме, когда цапфы вала находятся с одной стороны от оси симметрии подшипников. Отображение Пуанкаре для этого режима показано на рис. 4,б.

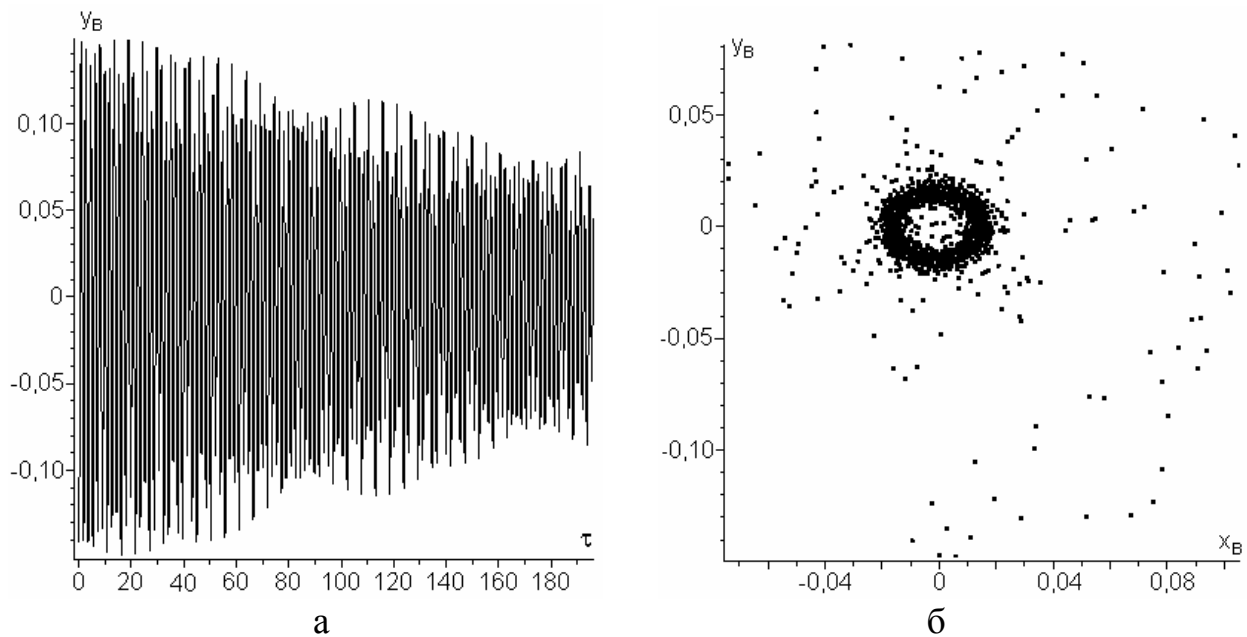


Рисунок 3 – Зависимость фазовой координаты от времени (а) и отображение Пуанкаре (б) в резонансной точке 6, $\bar{\omega} = 1,7427$

Резонансы, соответствующие форме колебаний, когда цапфы вала находятся с одной стороны от оси симметрии подшипников и в процессе колебаний движутся в сторону вращения ротора, имеют наибольшую амплитуду. Резонансы, соответствующие форме колебаний, когда цапфы вала находятся с противоположных сторон от оси симметрии подшипников и в процессе колебаний движутся противоположно вращению ротора, – наименьшую амплитуду. При этом все АЧХ мягкие и на левых и правых ветвях АЧХ имеются неустойчивые режимы разного типа. Зависимости фазовых координат от времени и отображения Пуанкаре для этих режимов показывают, что эти колебания неперiodические с ограниченными амплитудами.

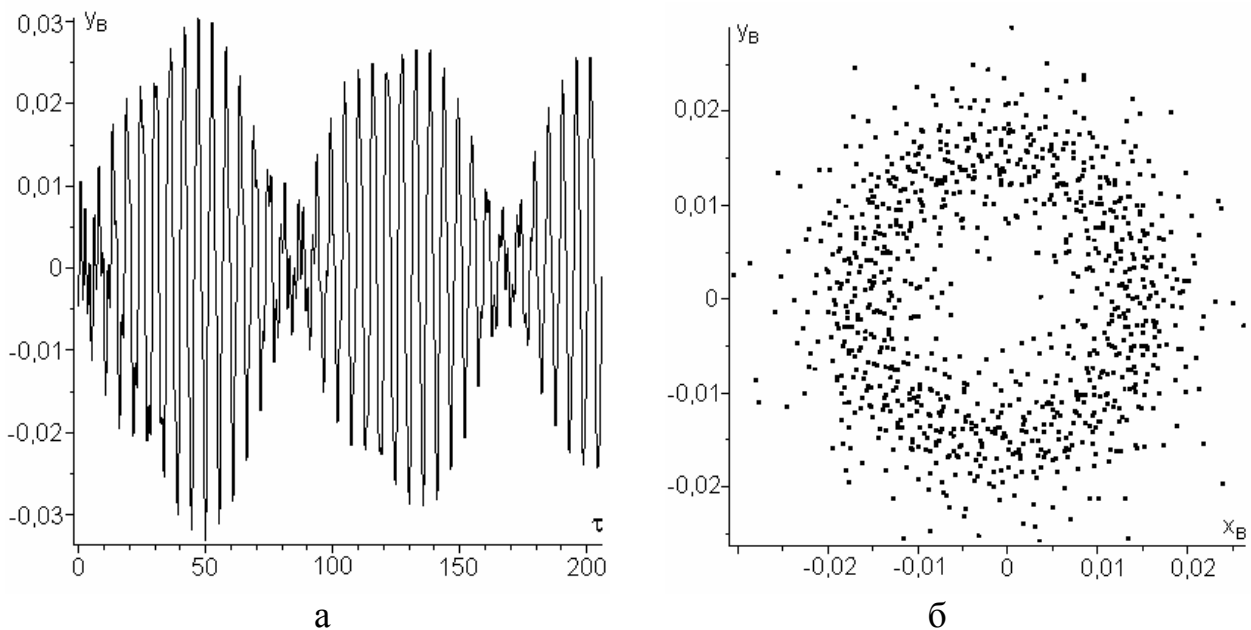


Рисунок 4 – Зависимость фазовой координаты от времени (а) и отображение Пуанкаре (б) в точке 7, $\bar{\omega} = 1,6594$

Такое поведение системы объясняется тем, что частота вибрации опор близка к частоте вызванных дисбалансом резонансных колебаний. Частоты резонирующих форм колебаний имеют тот же порядок. Наложение этих возмущающих колебаний порождает биения суммарной возбуждающей вибрации с разными частотами, которые вызывают все рассмотренные резонансы.

Литература

1. Воронин, Г. И. Системы кондиционирования воздуха на летательных аппаратах / Г. И. Воронин. – М. : Машиностроение, 1973. – 444 с.
2. Вибрации в технике. Т.3. Колебания машин, конструкций и их элементов / Под ред. Ф. М. Диметберга и К. С. Колесникова. – М. : Машиностроение, 1980. – 544 с.
3. Новиков, Л. З. Определение собственных частот колебаний электродвигателя, связанных с нелинейной упругостью подшипников / Л. З. Новиков // Изв. АН СССР. Механика и машиностроение. – 1961. – № 6. – С. 84–91.
4. Филипковский, С. В. Нелинейные колебания ротора на радиально-упорных шарикоподшипниках / С. В. Филипковский, А. С. Беломытцев // Вестник ХНАДУ. – 2014. – Вып. 64. С. 66–73.
5. Тимошенко, С. П. Колебания в инженерном деле / С. П. Тимошенко, Д. Х. Янг, У. Уивер. – М. : Машиностроение, 1985. – 472 с.
6. Анищенко, В. С. Сложные колебания в простых системах / В. С. Анищенко. – М. : Наука, 1990. – 312 с.

Шатохин Владимир Михайлович, д.т.н., проф., Харьковский национальный университет строительства и архитектуры, shatokhin_v@mail.ru
Никонов Олег Яковлевич, д.т.н., проф., Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, oj_nikonov@mail.ru
Шатохина Наталья Владимировна, к.т.н., доц., Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, shatosha@mail.ru

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЕРЕХОДНЫХ РЕЖИМОВ В ПРИВОДЕ ТУРБОАДДУВА С ГИДРООБЪЕМНОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ

Одним из перспективных направлений по совершенствованию транспортных двигателей для гражданской и специальной техники является использование гидрообъемных передач (ГОП). Главное достоинство этих устройств состоит в возможности плавного изменения передаточного отношения между источником и потребителем мощности, благодаря чему, в частности, может быть достигнуто расширение зоны устойчивой работы