



**САМАРСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ**

Самарский национальный
исследовательский университет
имени академика С.П. Королёва

ВЕСТНИК

САМАРСКОГО УНИВЕРСИТЕТА

**АЭРОКОСМИЧЕСКАЯ
ТЕХНИКА,
ТЕХНОЛОГИИ И
МАШИНОСТРОЕНИЕ**

ISSN 2542-0453

ТОМ 22 • № 2 • 2023 ГОД



СОДЕРЖАНИЕ

АВИАЦИОННАЯ И РАКЕТНО-КОСМИЧЕСКАЯ ТЕХНИКА

**МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ПЕРЕОРИЕНТАЦИИ
КОСМИЧЕСКОГО АППАРАТА ОПТИКО-ЭЛЕКТРОННОГО
НАБЛЮДЕНИЯ ПОВЕРХНОСТИ ЗЕМЛИ
ПРИ ОБЪЕКТОВОЙ СЪЁМКЕ**

В. И. Куренков, Е. А. Пупков, А. С. Кучеров 7

МАШИНОСТРОЕНИЕ И МАШИНОВЕДЕНИЕ

**ВЛИЯНИЕ КОМПЛЕКСНОГО НАГРУЖЕНИЯ
РАДИАЛЬНЫХ ПОДШИПНИКОВ УЗЛОВ КАЧАНИЯ
РУЛЕВЫХ АГРЕГАТОВ ЖРД НА МОМЕНТ ТРЕНИЯ**

В. Б. Балякин, А. В. Лаврин, Д. Е. Долгих 21

**РАЗРАБОТКА ГИДРАВЛИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ
С УПРУГИМИ РЕГУЛИРУЮЩИМИ ЭЛЕМЕНТАМИ**

Э. Г. Берестовицкий, Ю. А. Гладилин, Н. В. Пялов 33

**ПОШАГОВОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ИЗНОСА
РАБОЧИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ РОЛИКОВЫХ ПОДШИПНИКОВ**

Я. М. Клебанов, В. В. Мурашкин, А. М. Бражникова 42

**ОСОБЕННОСТИ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ ПРОЧНОСТИ
ПРИ ДИНАМИЧЕСКОМ НАГРУЖЕНИИ ОБОРУДОВАНИЯ
РЕАКТОРНОЙ УСТАНОВКИ**

*К. А. Лонин, В. А. Панов, В. Л. Патрушев,
Д. В. Савчук, С. А. Соловьев* 57

**МЕТОДИКА ИНДИВИДУАЛЬНОГО ПОДБОРА ДЕТАЛЕЙ
ДЛЯ СЕЛЕКТИВНОЙ СБОРКИ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИХ
СЕРВОПРИВОДОВ**

А. В. Медведев, Е. М. Халатов 67

**РАЗРАБОТКА МОДЕЛИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ НАТЯГОВ
ПО АНТИВИБРАЦИОННЫМ ПОЛКАМ ЛОПАТОК**

Е. Ю. Печенина, Е. В. Кудашов, В. А. Печенин 79

**МНОГОПОЗИЦИОННЫЙ КОНТРОЛЬ С ПОМОЩЬЮ
ЛАЗЕРНОГО ТРЕКЕРА ПЕРЕМЕЩЕНИЙ ЭЛЕМЕНТОВ
КРУПНОГАБАРИТНОЙ КОНСТРУКЦИИ
В ПРОЦЕССЕ СТАТИЧЕСКОГО НАГРУЖЕНИЯ**

Н. А. Сазонникова, Р. В. Уклеин 91

**НОВЫЕ МЕТОДЫ ВЫЯВЛЕНИЯ ДИАГНОСТИЧЕСКИХ
ПРИЗНАКОВ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ
РЕДУКТОРОВ АВИАЦИОННЫХ ГТД**

А. Е. Сундуков, Е. В. Шахматов

105

**УПРАВЛЯЕМЫЕ ВИБРОЗАЩИТНЫЕ СИСТЕМЫ:
ОПТИМИЗАЦИЯ И ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТЬ**

В. И. Чернышев, Р. Н. Поляков, О. В. Фомина

116

CONTENTS

AVIATION AND ROCKET-SPACE ENGINEERING

**SIMULATING THE PROCESS OF RETARGETING
OF OPTOELECTRONIC EARTH OBSERVATION SPACECRAFT
DURING OBJECT SHOOTING***V. I. Kurenkov, E. A. Pupkov, A. S. Kucherov*

7

MECHANICAL ENGINEERING

**INFLUENCE OF COMPLEX LOADING OF RADIAL BEARINGS
OF THE OSCILLATION GROUPS OF LIQUID PROPELLANT
ENGINE STEERING GEAR ON THE FRICTIONAL MOMENT***V. B. Balyakin, A. V. Lavrin, E. Dolgikh*

21

**DEVELOPMENT OF HYDRAULIC DEVICES WITH ELASTIC
REGULATING ELEMENTS***E. G. Berestovitsky, Y. A. Gladilin, N. V. Pyalov*

33

**STEP-BY-STEP SIMULATION OF WEAR
OF WORKING SURFACES IN ROLLER BEARINGS***Ya. M. Klebanov, V. V. Murashkin, A. M. Brazhnikova*

42

**SPECIAL FEATURES OF ASSESSING THE STRENGTH
OF NUCLEAR REACTOR EQUIPMENT UNDER
DYNAMIC LOADS***K. A. Lonin, V. A. Panov, V. L. Patrushev,
D. V. Savchuk, S. A. Soloviev*

57

**METHOD OF INDIVIDUAL SELECTION OF PARTS
FOR SELECTIVE ASSEMBLY OF ELECTROHYDRAULIC
SERVO DRIVES***A. V. Medvedev, E. M. Khalatov*

67

**DEVELOPMENT OF A MODEL FOR DETERMINATION
OF PRELOADS ON BLADE SHROUDS***E. Yu. Pechenina, E. V. Kudashov, V. A. Pechenin*

79

**MULTI-POSITION CONTROL OF MOVEMENTS
OF LARGE-SIZED STRUCTURAL ELEMENTS DURING
STATIC LOADING USING A LASER TRACKER***N. A. Sazonnikova, R. V. Uklein*

91

**NEW METHODS FOR IDENTIFYING DIAGNOSTIC INDICATORS
OF THE TECHNICAL CONDITION OF AIRCRAFT
GAS TURBINE ENGINE REDUCTION GEARBOXES**

A. Ye. Sundukov, Ye. V. Shakhmatov

105

**CONTROLLED VIBRATION PROTECTION SYSTEMS:
OPTIMIZATION AND ENERGY EFFICIENCY**

V. I. Chernyshev, R. N. Polyakov, O. V. Fominova

116

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ПЕРЕОРИЕНТАЦИИ КОСМИЧЕСКОГО АППАРАТА ОПТИКО-ЭЛЕКТРОННОГО НАБЛЮДЕНИЯ ПОВЕРХНОСТИ ЗЕМЛИ ПРИ ОБЪЕКТОВОЙ СЪЁМКЕ

© 2023

В. И. Куренков доктор технических наук,
профессор кафедры космического машиностроения;
Самарский национальный исследовательский университет
имени академика С.П. Королёва;
kvi.48@mail.ru

Е. А. Пупков старший преподаватель кафедры космического машиностроения;
Самарский национальный исследовательский университет
имени академика С.П. Королёва;
zuce@mail.ru

А. С. Кучеров кандидат технических наук,
доцент кафедры космического машиностроения;
Самарский национальный исследовательский университет
имени академика С.П. Королёва;
alexandersk@mail.ru

Разработаны проектные модели и алгоритмы для оценки пространственного направления переориентации космического аппарата оптико-электронного наблюдения поверхности Земли при объектовой съёмке с учётом относительного движения объектов наблюдения в поле обзора космического аппарата. Моделирование упрощается благодаря выбору таких систем координат, в которых космический аппарат неподвижен, а объекты наблюдения перемещаются относительно него. Отыскивается направление разворота космического аппарата с заданной угловой скоростью в точку предстоящего пересечения оптической оси аппаратуры наблюдения на поверхности Земли с движущимся в выбранной системе координат объектом наблюдения. Модели и алгоритмы разработаны с целью расширения возможностей существующего в Самарском университете программного комплекса для оценки целевых показателей и проектных характеристик космических аппаратов наблюдения. На основе разработанных моделей перенацеливания разработаны алгоритмы для выбора последовательности съёмки объектов наблюдения по критерию максимума их количества на витке полёта космического аппарата и подсчёта отснятых объектов для оценки производительности объектовой съёмки. Приведён пример реализации одного из графических окон программного обеспечения с разработанными моделями и алгоритмами, в котором визуализируется процесс перенацеливания космического аппарата, что является одним из способов проверки адекватности разработанных моделей и алгоритмов.

Космический аппарат; дистанционное зондирование Земли; объектовая съёмка; производительность съёмки; модели перенацеливания; алгоритмы; программное обеспечение

Цитирование: Куренков В.И., Пупков Е.А., Кучеров А.С. Моделирование процесса переориентации космического аппарата оптико-электронного наблюдения поверхности Земли при объектовой съёмке // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2023. Т. 22, № 2. С. 7-20.
DOI: 10.18287/2541-7533-2023-22-2-7-20

Введение

В процессе проектирования космических аппаратов (КА) дистанционного зондирования Земли (ДЗЗ) основное внимание уделяется обеспечению целевых показателей космической системы наблюдения, в частности обеспечению заданных показателей производительности съёмки. Одним из важных показателей производительности КА ДЗЗ при объектовой съёмке является количество отснятых объектов наблюдения за виток полёта КА. В свою очередь, количество отснятых объектов наблюдения зависит от их расположения в полосе обзора КА, характеристик аппаратуры наблюдения, пара-

метров орбиты, параметров системы управления угловым движением КА при перенацеливании, от выбранной очередности съёмки объектов наблюдения (выбранного маршрута съёмки) и др.

Задача выбора маршрута съёмки при перенацеливании КА с одного объекта на другой осложняется орбитальным движением КА, что проявляется в относительном движении объектов наблюдения в зоне обзора КА вдоль трассы полёта с некоторым их смещением из-за вращения Земли. Кроме того, непосредственно при съёмке объектов наблюдения угловое движение КА должно быть определённым образом организовано и стабилизировано по некоторым параметрам для снижения до допустимого значения так называемого смаза изображения в фокальной плоскости.

На этапах проектирования и эксплуатации КА предъявляются разные требования по точности решения задач перенацеливания. Наиболее высокие требования к точности моделей предъявляются на этапе планирования порядка съёмки объектов эксплуатируемого КА, находящегося на рабочей орбите [1 – 3].

Однако на начальных этапах проектирования КА, когда речь идёт об оценке показателей производительности при объектовой съёмке при заданных управляющих моментах КА или при выборе массогабаритных и энергетических характеристик силового гироскопического комплекса с целью обеспечения заданной производительности, достаточно использовать упрощённые модели перенацеливания. Кроме того, упрощённые модели позволяют разработать эффективные по скорости выполнения расчётов алгоритмы, которые можно использовать в довольно сложных и объёмных программных комплексах в режиме пошаговых расчётов и имитационного моделирования, требующих значительных вычислительных ресурсов.

Например, в Самарском университете разработано программное обеспечение ЕФКАН [4], с помощью которого можно решать широкий круг проектных задач, включающих моделирование орбитального движения КА, оценку целевых и некоторых проектных параметров, оценку влияния надёжности бортовых систем на целевые показатели, оценку энергобаланса на борту КА с учётом циклограмм работы бортового оборудования и внешних условий съёмки и др. Любое добавление частных алгоритмов в такого рода программные комплексы должно быть соотнесено с требуемой точностью расчётов без существенного увеличения сложности входящих моделей.

Данная статья посвящена разработке упрощённых моделей перенацеливания КА, предназначенных для работы в составе алгоритмов усовершенствованного программного обеспечения ЕФКАН, которое используется на начальных этапах проектирования.

Цель настоящей статьи – разработка упрощённых моделей и алгоритмов для компьютерного моделирования орбитального движения космического аппарата наблюдения и угловых разворотов КА при выборе маршрута объектовой съёмки с учётом относительного движения КА и объектов наблюдения, расположенных в полосе обзора КА.

Принятые допущения

1. Космический аппарат движется по круговой орбите (большинство орбит КА дистанционного зондирования поверхности Земли – круговые и околокруговые солнечно-синхронные орбиты).

2. Координаты объектов наблюдения на поверхности Земли являются неподвижными за время между съёмкой двух ближайших объектов (пренебрегаем вращением Земли за время перенацеливания между двумя объектами).

3. В процессе съёмки какого-либо объекта наблюдения оптическая ось аппаратуры наблюдения КА направлена на этот объект (угловыми скоростями КА в моменты включения аппаратуры наблюдения пренебрежём, так как они выбираются из условия минимального смаза изображения в фокальной плоскости).

4. Угловую скорость оптической оси телескопа будем считать постоянной в процессе перенацеливания (участками углового разгона и торможения пренебрегаем).

5. Время непосредственной съёмки (включения аппаратуры наблюдения) считается малым и им пренебрегаем (оно существенно меньше среднего времени перенацеливания).

6. Перенацеливание между двумя объектами осуществляется по кратчайшему пути.

Суть моделирования заключается в выборе таких систем координат, в которых КА неподвижен, а объекты наблюдения перемещаются относительно него. Отыскивается направление разворота КА с заданной угловой скоростью в точку предстоящего пересечения оптической оси аппаратуры наблюдения КА на поверхности Земли с движущимся объектом наблюдения в выбранной системе координат.

Выбор систем координат и параметров моделирования

Рассмотрим исходную схему для расчёта (рис. 1), на которой схематично показаны Земля, плоскость экватора, плоскость орбиты, орбита КА, трасса (пересечение плоскости орбиты с поверхностью Земли); два объекта наблюдения (OH_1 и OH_2); точка нахождения космического аппарата на орбите в рассматриваемый момент времени; системы координат:

- $OXYZ$ – геоцентрическая система координат, ось OX которой направлена в точку восходящего узла орбиты, а плоскость XOY совпадает с плоскостью орбиты;

- $OX'Y'Z'$ – геоцентрическая система координат, связанная с плоскостью орбиты и космическим аппаратом, ось OX' которой направлена в центр масс космического аппарата, ось OY' находится в плоскости орбиты, а ось OZ' дополняет систему до правой системы координат;

- $O\alpha'\delta'$ – сферическая система координат, в которой угол α' отсчитывается от восходящего узла орбиты (оси OO_1), а угол δ' от плоскости орбиты.

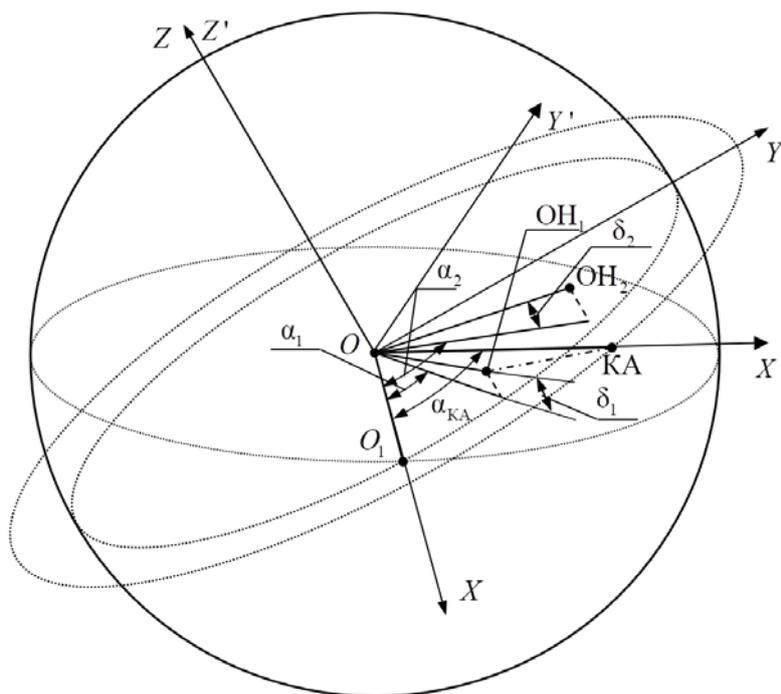


Рис. 1. Координаты объектов наблюдения и космического аппарата

На рисунке также введены следующие обозначения:

$\alpha_{КА}$ – угол между радиус-вектором космического аппарата и радиус-вектором точки восходящего узла O_1 в момент начала процесса перенацеливания;

α_1 – угол между проекцией радиус-вектора объекта наблюдения $ОН_1$ на плоскость орбиты и радиус-вектором точки восходящего узла;

δ_1 – угол между радиус-вектором объекта наблюдения $ОН_1$ и плоскостью орбиты;

α_2 – угол между проекцией радиус-вектора объекта наблюдения $ОН_2$ на плоскость орбиты и радиус-вектором точки восходящего узла;

δ_2 – угол между радиус-вектором объекта наблюдения $ОН_2$ и плоскостью орбиты.

Введём также следующие параметры, которые необходимы для построения моделей (на рисунке не представлены):

α_T – текущее значение угла между проекцией на плоскость орбиты радиус-вектора точки на поверхности Земли, в которую направлена оптическая ось телескопа (точка наблюдения), и радиус-вектором точки восходящего узла);

δ_T – угол между радиус-вектором точки наблюдения и плоскостью орбиты;

γ – максимальный угол отклонения оптической оси КА от местной вертикали;

ω_{\max} – максимальная угловая скорость разворота КА;

H – высота орбиты КА;

$T_{КА}$ – период обращения КА вокруг Земли.

Угловые координаты объектов наблюдения в системе координат $OX'Y'Z'$ в текущий момент времени можно определить следующим образом:

$$\alpha'_1 = \alpha_1 - \alpha_{КА}; \alpha'_2 = \alpha_2 - \alpha_{КА}; \alpha'_T = \alpha_T - \alpha_{КА}; \delta'_1 = \delta_1; \delta'_2 = \delta_2; \delta'_T = \delta_T. \quad (1)$$

Сначала рассмотрим задачу определения направления углового движения КА при перенацеливании с одного (первого) объекта наблюдения на другой (второй).

Будем считать, что в начале процесса перенацеливания координаты точки наблюдения (точки пересечения оптической оси телескопа КА с земной поверхностью) и координаты объекта $ОН_1$ совпадают.

Постановка задачи перенацеливания

Введём геоцентрическую орбитальную систему координат $O''X''Y''Z''$ (рис. 2), начало которой совпадает с центром масс космического аппарата, ось $O''X''$ направлена от центра Земли и совпадёт с осью OX' , ось $O''Y''$ совпадает с направлением полёта КА по круговой орбите и параллельна оси OY' , ось $O''Z''$ дополняет систему до правой и параллельна оси OZ' .

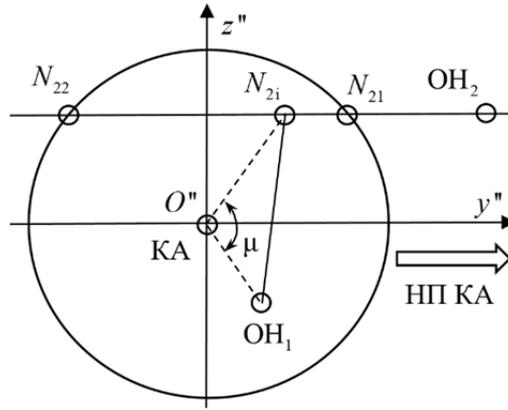


Рис. 2. Схема процесса перенацеливания КА

Зона обзора космического аппарата представляет собой круговой сегмент поверхности Земли, а на рис. 2 представлена проекция границы этой зоны на плоскость $O''Y''Z''$. В системе координат $O''X''Y''Z''$ космический аппарат неподвижен, а объекты наблюдения двигаются по круговой траектории и определяются в сферической системе координат $O\alpha'\delta'$ углами α' и δ' . Точки OH_1 и OH_2 в системе координат $O''X''Y''Z''$ соответствуют расположению первого и второго объектов наблюдения. Литерами НП КА обозначено направление полёта космического аппарата (по стрелке). Угол μ , показанный на рис. 2, лежит не в плоскости рисунка, а представляет собой угол между осью визирования КА в момент съёмки первого объекта наблюдения ($O''OH_1$) и осью визирования в момент съёмки второго объекта наблюдения ($O''OH_2$).

Траектория объекта наблюдения OH_2 в системе координат $O''X''Y''Z''$ пересекает область обзора космического аппарата в двух точках N_{21} и N_{22} . В свою очередь, в сферической системе координат $O\alpha'\delta'$ эти точки будут определяться соответствующими угловыми координатами $N_{21}(\alpha'_{21}, \delta'_2)$ и $N_{22}(\alpha'_{22}, \delta'_2)$. Точка $N_{2i}(\alpha'_{2i}, \delta'_2)$ – это точка будущего пересечения траектории движения объекта наблюдения OH_2 с траекторией движения точки пересечения оптической оси телескопа КА (линии визирования) с земной поверхностью. Точка N_{2i} принадлежит области обзора космического аппарата и лежит на отрезке траектории между точками $N_{21}(\alpha'_{21}, \delta'_2)$ и $N_{22}(\alpha'_{22}, \delta'_2)$.

В процессе решения задачи необходимо найти такую точку $N_{2i}(\alpha'_{2i}, \delta'_2)$, для которой время (t_{2i}) перемещения объекта наблюдения от точки OH_2 к точке N_{2i} равно времени (t_{1i}) перемещения точки пересечения оптической оси аппаратуры наблюдения КА с поверхностью Земли от точки OH_1 до точки N_{2i} , что соответствует условию

$$|t_{2i} - t_{1i}| < \Delta t,$$

где Δt – назначенная точность расчёта по времени перенацеливания.

Это условие равносильно следующему условию:

$$0 < \alpha'_{2i} - \alpha'_i < \varepsilon, \quad (2)$$

где α'_{2i} – угол расположения объекта наблюдения $ОН_2$ в сферической системе координат $O\alpha'\delta'$ через время t_{Π} с момента начала перенацеливания при подходе к точке N_{2i} ; α'_i – угол расположения точки пересечения оптической оси аппаратуры наблюдения КА с поверхностью Земли при подходе к точке N_{2i} ; ε – заданная точность расчёта по угловому перемещению.

Определение угловых координат точек пересечения второго объекта наблюдения с границей зоны обзора

Сначала построим модели для определения координат α'_{21} , α'_{22} в сферической системе координат $O\alpha'\delta'$ (или угловых координат α'_{21} , α'_{22} , которые соответствуют проекциям точек N_{21} и N_{22} на плоскость орбиты в системе координат $OX'Y'Z'$). Рассмотрим схему, представленную на рис. 3. На этом рисунке приняты следующие обозначения: O – центр Земли; B – точка пересечения траектории объекта наблюдения на поверхности Земли с зоной обзора космического аппарата (соответствует точке N_{21} на рис. 2); A – проекция точки B на плоскость орбиты; C – подспутниковая точка; угол $\Delta\alpha'$ равен половине угла между проекциями точек N_{21} и N_{22} на плоскость орбиты (половина разности углов α'_{21} и α'_{22}); \square – обозначение перпендикулярности прямых линий. Треугольник AOC лежит в плоскости орбиты, плоскость треугольника AOB перпендикулярна плоскости орбиты.

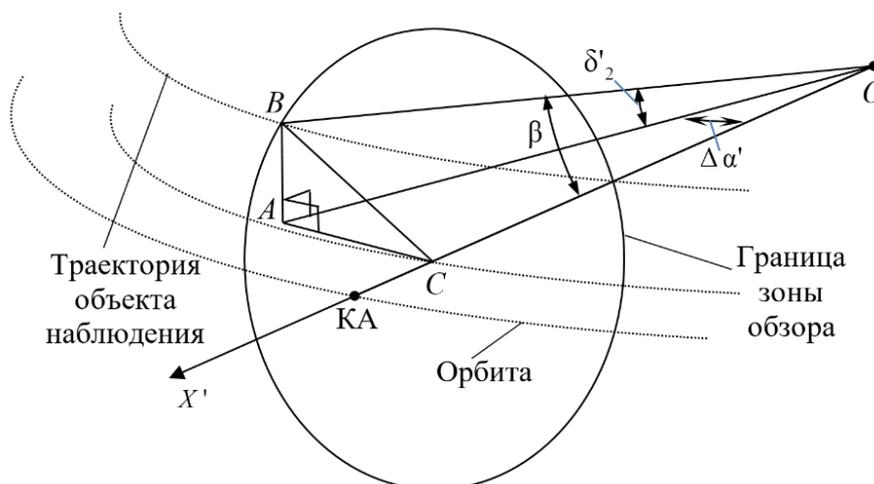


Рис. 3. Определение координат точек пересечения траектории объекта наблюдения с границами зоны обзора

В треугольнике BOC известны стороны $OB = OC = R_3$, где R_3 – средний радиус Земли, а также известен центральный угол Земли β , соответствующий ширине полосы обзора КА. Модели для определения угла β были получены в [4]:

$$\beta = \arcsin\left(\frac{H + R_3}{R_3} \sin \gamma\right) - \gamma, \quad (3)$$

где γ – предельный угол отклонения оптической оси КА (или корпуса КА) от надира.

Длина стороны BC может быть вычислена по теореме косинусов

$$BC^2 = OB^2 + OC^2 - 2 OB \cdot OC \cos \beta.$$

Из прямоугольного треугольника AOB длины сторон AB и OA определяются по формулам

$$AB = OB \sin \delta'_2; \quad OA = OB \cos \delta'_2. \quad (4)$$

Из прямоугольного треугольника ABC вычисляем длину стороны AC :

$$AC^2 = BC^2 - AB^2 = OB^2 + OC^2 - 2 OB \cdot OC \cos \beta - (OB \sin \delta'_2)^2. \quad (5)$$

Из треугольника AOC по теореме косинусов имеем:

$$AC^2 = OC^2 + OA^2 - 2 OC \cdot OA \cos(\Delta \alpha').$$

Из этого выражения находим

$$\cos(\Delta \alpha') = \frac{AC^2 - OC^2 - OA^2}{-2 OC \cdot OA}.$$

Подставляем в это уравнение выражения (4) и (5)

$$\cos(\Delta \alpha') = \frac{OB^2 + OC^2 - 2 OB \cdot OC \cos \beta - (OB \sin \delta'_2)^2 - OC^2 - (OB \cos \delta'_2)^2}{-2 OC \cdot OB \cos \delta'_2}.$$

Так как $OB = OC = R_3$, получаем выражение следующего вида:

$$\cos(\Delta \alpha') = \frac{R_3^2 + R_3^2 - 2 R_3 \cdot R_3 \cos \beta - R_3^2 (\sin \delta'_2)^2 - R_3^2 - R_3^2 (\cos \delta'_2)^2}{-2 R_3 \cdot R_3 \cos \delta'_2}.$$

Сокращаем величины R_3^2 и находим угол $\Delta \alpha'$:

$$\Delta \alpha' = \arccos \left(\frac{1 - 2 \cos \beta - (\sin \delta'_2)^2 - (\cos \delta'_2)^2}{-2 \cos \delta'_2} \right) = \arccos \left(\frac{\cos \beta}{\cos \delta'_2} \right). \quad (6)$$

Угловые координаты α'_{21} , α'_{22} определяются по формулам: $\alpha'_{21} = -\Delta \alpha'$; $\alpha'_{22} = \Delta \alpha'$, так как точки N_{21} и N_{22} расположены симметрично относительно космического аппарата.

Если в начальный момент времени перенацеливания второй объект наблюдения лежит в зоне обзора КА, то точку будущей встречи (OH_2 и линии визирования) N_{2i} располагаем между точками с координатами α'_{21} и α'_{22} на границе зоны обзора. Если же

в начальный момент времени второй объект наблюдения лежит за пределами зоны обзора КА ($\alpha'_2 > \alpha'_{OH_2}$), то точку будущей встречи N_{2i} располагаем на границе зоны обзора в точке N_{22} (при первом итерационном цикле расчёта).

Построение модели перенацеливания

Для проверки условия (2) необходимо вычислить значение угловой координаты α'_{2i} , соответствующей точке N_{2i} (или времени перенацеливания t_{Π}). Для этого рассмотрим схему, представленную на рис. 4. Эта схема по общему виду и координатам соответствует рис. 1, однако она представлена отдельным рисунком, чтобы избежать загромождения при введении новых векторов и их проекций.

На схеме показаны векторы $\vec{b}_1(b_{1X}, b_{1Y}, b_{1Z})$ и $\vec{b}_2(b_{2X}, b_{2Y}, b_{2Z})$. Вектор \vec{b}_1 совпадает с оптической осью космического аппарата, \vec{b}_2 соединяет центр масс космического аппарата с точкой N_{2i} .

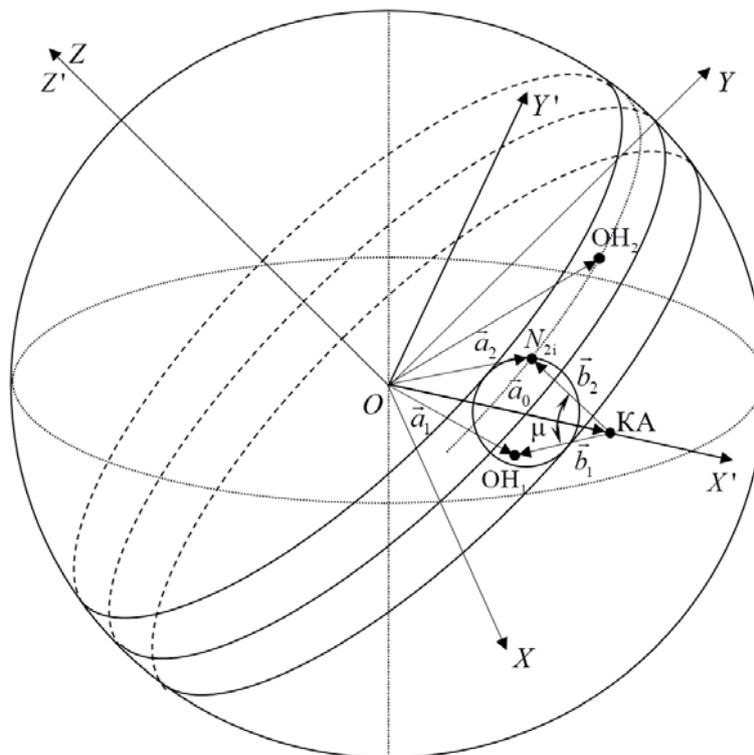


Рис. 4. Векторная схема процесса перенацеливания

Для отыскания координат векторов \vec{b}_1 и \vec{b}_2 введём вспомогательные векторы:

$\vec{a}_0(a_{0X}, a_{0Y}, a_{0Z})$ – вектор, соединяющий центр Земли с центром масс КА;

$\vec{a}_1(a_{1X}, a_{1Y}, a_{1Z})$ – вектор, соединяющий центр Земли с первой точкой наблюдения;

$\vec{a}_2(a_{2X}, a_{2Y}, a_{2Z})$ – вектор, соединяющий центр Земли с предполагаемой точкой съёмки.

Пересчитаем координаты вспомогательных векторов из сферической в декартову систему координат (рис. 5):

$$\begin{aligned}
 a_{0X} &= R_0; \quad a_{0Y} = 0; \quad a_{0Z} = 0; \\
 a_{1X} &= R_3 \cos \delta'_T \cos \alpha'_T; \quad a_{1Y} = R_3 \cos \delta'_T \sin \alpha'_T; \quad a_{1Z} = R_3 \sin \delta'_T; \\
 a_{2X} &= R_3 \cos \delta'_2 \cos \alpha'_2; \quad a_{2Y} = R_3 \cos \delta'_2 \sin \alpha'_2; \quad a_{2Z} = R_3 \sin \delta'_2.
 \end{aligned}$$

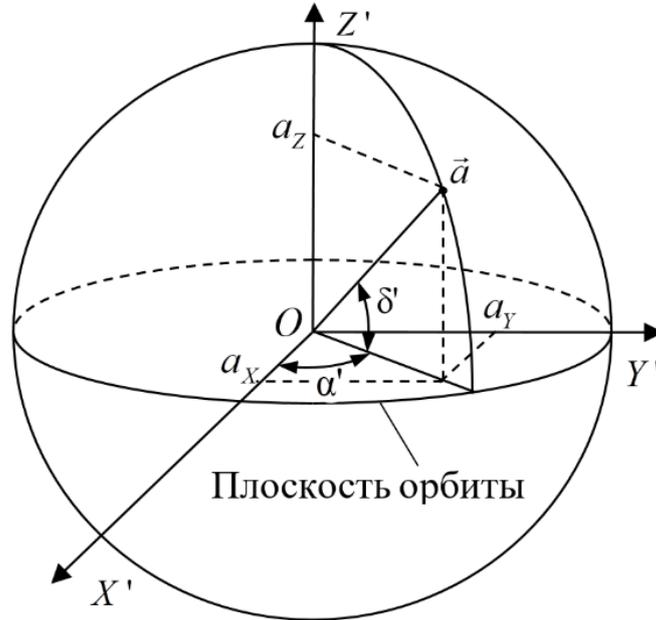


Рис. 5. Схема для пересчёта координат

Координаты искомых векторов $\vec{b}_1(b_{1X}, b_{1Y}, b_{1Z})$, $\vec{b}_2(b_{2X}, b_{2Y}, b_{2Z})$ найдём, вычисляя разности вспомогательных векторов:

$$b_{1X} = a_{1X} - a_{0X} = R_3 \cos \delta'_T \cos \alpha'_T - R_0; \quad (7)$$

$$b_{1Y} = a_{1Y} - a_{0Y} = R_3 \cos \delta'_T \sin \alpha'_T; \quad (8)$$

$$b_{1Z} = a_{1Z} - a_{0Z} = R_3 \sin \delta'_T; \quad (9)$$

$$b_{2X} = a_{2X} - a_{0X} = R_3 \cos \delta'_2 \cos \alpha'_2 - R_0; \quad (10)$$

$$b_{2Y} = a_{2Y} - a_{0Y} = R_3 \cos \delta'_2 \sin \alpha'_2; \quad (11)$$

$$b_{2Z} = a_{2Z} - a_{0Z} = R_3 \sin \delta'_2. \quad (12)$$

Вычислим модули найденных векторов:

$$|\vec{b}_1| = \sqrt{b_{1X}^2 + b_{1Y}^2 + b_{1Z}^2}; \quad |\vec{b}_2| = \sqrt{b_{2X}^2 + b_{2Y}^2 + b_{2Z}^2}.$$

Угол перенацеливания μ между векторами \vec{b}_1 и \vec{b}_2 найдём, используя формулу скалярного произведения

$$b_{1X} b_{2X} + b_{1Y} b_{2Y} + b_{1Z} b_{2Z} = |\vec{b}_1| \cdot |\vec{b}_2| \cos \mu ;$$

$$\mu = \arccos \frac{b_{1X} b_{2X} + b_{1Y} b_{2Y} + b_{1Z} b_{2Z}}{|\vec{b}_1| \cdot |\vec{b}_2|} . \quad (13)$$

Определяем время, необходимое для поворота оптической оси телескопа

$$t_{\Pi} = \frac{\mu}{\omega_{\max}} , \quad (14)$$

где ω_{\max} – максимальная угловая скорость разворота корпуса космического аппарата.

Так как космический аппарат движется по круговой орбите, его радиус-вектор в системе координат $OX'Y'Z'$ поворачивается с постоянной угловой скоростью $\omega_{КА}$, которая может быть вычислена по формуле

$$\omega_{КА} = 2\pi / T_{КА} ,$$

где $T_{КА}$ – период обращения КА.

В системе координат $OX'Y'Z'$ радиус-вектор космического аппарата неподвижен, а радиус-вектор объекта наблюдения движется с угловой скоростью $-\omega_{КА}$ (минус $\omega_{КА}$). Координата объекта наблюдения α'_{2i} через время t_{Π} после начала перенацеливания равна:

$$\alpha'_{2i} = \alpha'_2 - \omega_{КА} t_{\Pi} . \quad (15)$$

В случае, если найденное значение α'_{2i} удовлетворяет условию (2), делаем вывод, что операция перенацеливания для объектов наблюдения $ОН_1$, $ОН_2$ при заданных начальных условиях выполнима.

Если условие (2) не выполняется, назначаем новую точку N_{2i} с координатой α'_{2i} и снова вычисляем значения величин t_{Π} и α'_{2i} .

Процесс расчёта повторяем до тех пор, пока не выполнится неравенство (2), либо объект наблюдения не выйдет за границу области обзора.

Алгоритм расчёта времени перенацеливания

Перед началом работы алгоритма вводим исходные данные по координатам объектов наблюдения, параметрам орбиты КА, угловой скорости поворота КА и др.

Если алгоритм расчёта времени перенацеливания КА используется в общей программе имитационного моделирования целевых показателей и других проектных параметров КА ДЗЗ, то ввод исходных данных осуществляется в общей программе, которые

выбираются автоматически при подключении модуля программы, работающей по данному алгоритму.

1. Осуществляется пересчёт исходных координат объектов наблюдения в систему координат $OXYZ'$ по формулам (1).

2. Рассчитывается центральный угол Земли β , соответствующий ширине полосы обзора КА по формуле (3).

3. Выполняется расчёт координат пересечения траектории объекта наблюдения OH_2 с границей зоны обзора КА по формуле (6).

4. Осуществляется выбор координаты α'_i .

5. Вычисляются декартовы координаты векторов $\vec{b}_1(b_{1X}, b_{1Y}, b_{1Z})$ и $\vec{b}_2(b_{2X}, b_{2Y}, b_{2Z})$ по формулам (7) – (12).

6. Рассчитывается угол перенацеливания μ по формуле (13).

7. Рассчитывается время перенацеливания по формуле (14).

8. Вычисляется координата α'_{2i} объекта наблюдения по формуле (15).

9. Если $\alpha'_{2i} < -\Delta\alpha'$, то расчёт завершается (перенацеливание невозможно), иначе переход к пункту 10.

10. Осуществляется проверка неравенства (2) $0 < \alpha'_{2i} - \alpha'_i < \Delta\alpha$:

– если неравенство выполняется, то перенацеливание возможно, расчёт завершается;

– если неравенство не выполняется, устанавливается новое значение $\alpha'_i = \alpha'_{2i}$ и выполняется переход к пункту 5.

Реализация моделей и алгоритмов

На основе разработанных моделей перенацеливания разработаны алгоритмы для выбора маршрута съёмки по различным критериям и методикам. Для этого сначала вводится массив координат объектов наблюдения, подлежащих съёмке, выполняется отбор объектов наблюдения, попадающих в полосу обзора космического аппарата ДЗЗ, например по методике [5].

Выбирать маршрут съёмки можно различными методами по упрощённым или сложным моделям, например методом последовательного включения объектов наблюдения в маршрут съёмки, методом динамического программирования и др.

Основным критерием, по которому производится выбор маршрута, является максимизация числа объектов наблюдения, включённых в маршрут. Однако могут быть оговорены дополнительные условия, например приоритеты съёмки тех или иных объектов наблюдения, минимальные углы Солнца над горизонтом в точке расположения объектов наблюдения, предпочтительный угол отклонения оптической оси аппаратуры наблюдения от надира и др.

На рис. 6 в качестве примера приведено одно из окон разработанного программного обеспечения ЕФКАН, на котором выводятся текущие значения результатов расчётов и графические данные: карта часовых поясов Земли, трасса КА, граница тени, граница светового пятна, граница зоны радиовидимости, границы зон обзора КА и выбранный маршрут съёмки (методом динамического программирования).

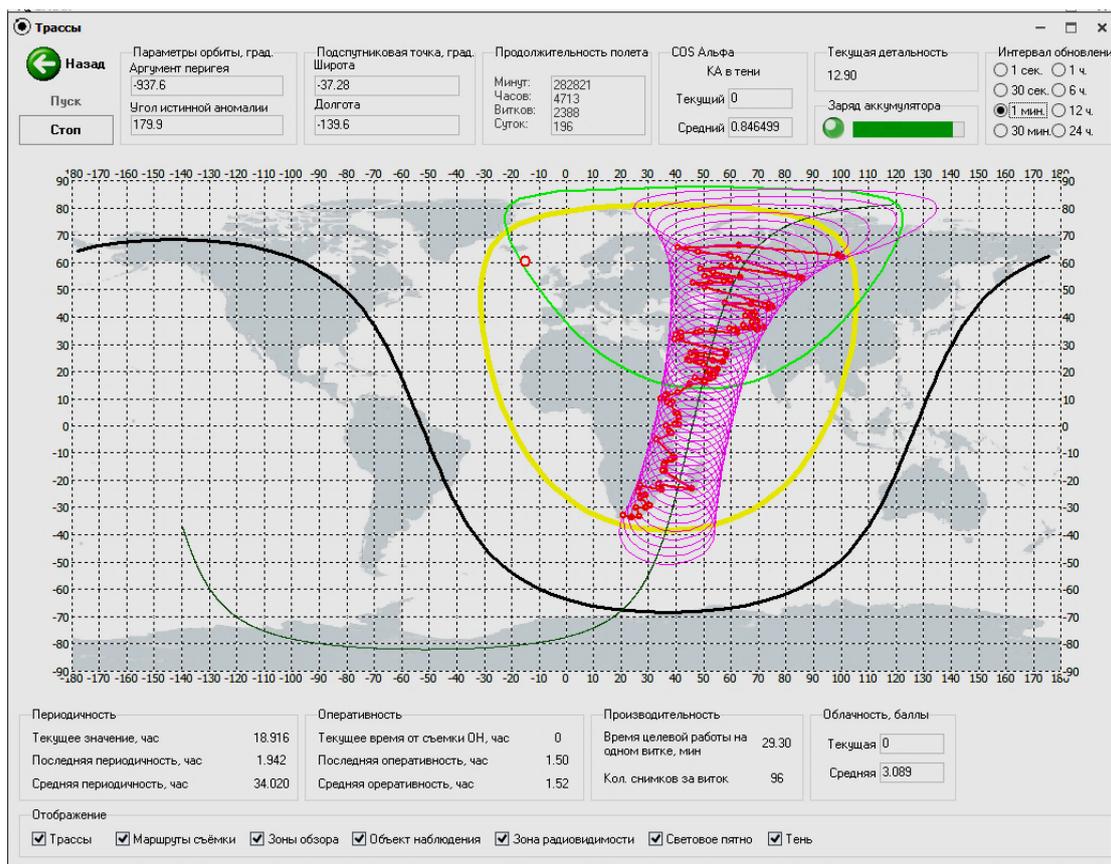


Рис. 6. Окно программного обеспечения EFKAN с выбранным маршрутом съёмки

Графические данные используются, во-первых, для наглядности моделируемых процессов и, во-вторых, для проверки адекватности моделей.

Заключение

Разработаны упрощённые модели для оценки пространственного направления углового движения космического аппарата оптико-электронного наблюдения поверхности Земли при перенацеливании с одного объекта наблюдения на другой с учётом орбитального движения КА и относительного перемещения объектов наблюдения в зоне обзора КА.

Разработанные модели позволяют создавать эффективные по скорости выполнения расчётов модули программного обеспечения, не требующие больших вычислительных ресурсов и предназначенные для встраивания в сложные и объёмные программные комплексы, имитирующие в ускоренном режиме длительный (в течение нескольких лет) орбитальный полёт и целевое функционирование КА наблюдения при заданных проектных параметрах.

Библиографический список

1. Галкина А.С., Мантуров А.И., Рублёв В.И., Юрин В.Е. Анализ точности формирования и реализации программ управления угловым движением космического аппарата при использовании системы спутниковой навигации // Гироскопия и навигация. 2010. № 1 (68). С. 15-25.

2. Горелов Ю.Н., Курганская Л.В., Мантуров А.И., Соллогуб А.В., Юрин В.Е. К задаче оптимизации программ управления угловым движением космического аппарата дистанционного зондирования Земли // Гироскопия и навигация. 2014. № 1 (84). С. 81-97.

3. Сомов Е.И., Бутырин С.А., Сомова Т.Е. Автономное наведение и управление ориентацией космического аппарата в режиме слежения // Известия Самарского научного центра РАН. 2019. Т. 21, № 5 (91). С. 96-107.

4. Куренков В.И. Основы проектирования космических аппаратов оптико-электронного наблюдения поверхности Земли. Расчёт основных характеристик и формирование проектного облика: учеб. пособие. Самара: Издательство Самарского университета, 2020. 461 с.

5. Куренков В.И., Салмин В.В., Абрамов Б.А. Моделирование целевого функционирования космических аппаратов наблюдения с учётом энергобаланса: учеб. пособие. Самара: Изд-во Самарского государственного аэрокосмического университета, 2007. 160 с.

SIMULATING THE PROCESS OF RETARGETING OF OPTOELECTRONIC EARTH OBSERVATION SPACECRAFT DURING OBJECT SHOOTING

© 2023

- V. I. Kurenkov** Doctor of Science (Engineering), Professor of the Department of Space Engineering;
Samara National Research University, Samara, Russian Federation;
kvi.48@mail.ru
- E. A. Pupkov** Senior Lecturer;
Samara National Research University, Samara, Russian Federation;
zuce@mail.ru
- A. S. Kucherov** Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the Department of Space Engineering;
Samara National Research University, Samara, Russian Federation;
alexandersk@mail.ru

Design models and algorithms have been developed to estimate the spatial direction of the reorientation of spacecraft for optoelectronic observation of the Earth's surface during object shooting, taking into account the relative movement of the surveillance objects in the field of view of the spacecraft. Modeling is simplified due to the choice of such coordinate systems in which the spacecraft is stationary and the surveillance objects move relative to it. The direction of rotation of the spacecraft with a given angular velocity is found at the point of the upcoming intersection of the optical axis of the observation equipment on the Earth's surface with the surveillance object moving in the selected coordinate system. The models and algorithms were developed in order to expand the capabilities of Samara University's existing software package for evaluating the target indicators and design characteristics of observation spacecraft. Based on the developed re-targeting models, algorithms have been developed for selecting the sequence of shooting observation objects according to the criterion of their maximum number on the orbit of the spacecraft flight and counting the captured objects to assess the performance of survey. An example of the implementation of one of the graphic windows of the software with the developed models and algorithms is given, in which the process of re-targeting the spacecraft is visualized, which is one of the ways to verify the adequacy of the developed models and algorithms.

Spacecraft; remote sensing of the Earth; object survey; performance of survey; retargeting models; algorithms; software

Citation: Kurenkov V.I., Pupkov E.A., Kucherov A.S. Simulating the process of retargeting of optoelectronic Earth observation spacecraft during object shooting. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2023. V. 22, no. 2. P. 7-20. DOI: 10.18287/2541-7533-2023-22-2-7-20

References

1. Galkina A.S., Manturov A.I., Rublev V.I., Yurin V.E. Analyzing the level of accuracy in creating and implementing computer programs for controlling a space vehicle's angular movement using systems of satellite navigation. *Gyroscopy and Navigation*. 2010. V. 1, Iss. 3. P. 155-162. DOI: 10.1134/S2075108710030016
2. Gorelov Yu.N., Kurganskaya L.V., Manturov A.I., Sollogub A.V., Yurin V.E. On optimization of attitude control programs for Earth remote sensing satellite. *Gyroscopy and Navigation*. 2014. V. 5, Iss. 2. P. 90-97. DOI: 10.1134/S2075108714020035
3. Somov Ye.I., Butyrin S.A., Somova T.Ye. Autonomous guidance and attitude control of a spacecraft in tracking mode. *Izvestiya Samarskogo Nauchnogo Tsentra RAN*. 2019. V. 21, no. 5 (91). P. 96-107. (In Russ.)
4. Kurenkov V.I. *Osnovy proektirovaniya kosmicheskikh apparatov optiko-elektronnoho nablyudeniya poverkhnosti Zemli. Raschet osnovnykh kharakteristik i formirovanie proektnogo oblika: ucheb. posobie* [Fundamentals of the design of spacecraft for optoelectronic observation of the Earth's surface. Calculation of the main characteristics and conceptual design: textbook]. Samara: Samara University Publ., 2020. 461 p.
5. Kurenkov V.I., Salmin V.V., Abramov B.A. *Modelirovanie tselevogo funktsionirovaniya kosmicheskikh apparatov nablyudeniya s uchetom energobalansa: ucheb. posobie* [Modeling of target functioning of observation spacecraft taking into account the energy balance: manual]. Samara: Samara State Aerospace University Publ., 2007. 160 p.

ВЛИЯНИЕ КОМПЛЕКСНОГО НАГРУЖЕНИЯ РАДИАЛЬНЫХ ПОДШИПНИКОВ УЗЛОВ КАЧАНИЯ РУЛЕВЫХ АГРЕГАТОВ ЖРД НА МОМЕНТ ТРЕНИЯ

© 2023

- В. Б. Балякин** доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой основ конструирования машин; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; 029-029@mail.ru
- А. В. Лаврин** кандидат технических наук, доцент кафедры основ конструирования машин; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; okm@ssau.ru
- Д. Е. Долгих** аспирант кафедры основ конструирования машин; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; i@dolgih-work.ru

Рассмотрена методика определения моментов трения узлов качания наиболее массовых отечественных рулевых агрегатов ЖРД. Это является актуальной темой, требующей исследований для улучшения эффективности и надёжности узлов качания. Показана причина возникновения дополнительного осевого усилия в радиальных подшипниках шарнирных узлов, приводящего к завышению фактических значений моментов относительно теоретических значений. Приведён порядок расчёта максимального осевого усилия и сопутствующего ему прироста момента, который был подтверждён анализом результатов стендового испытания экспериментального рулевого агрегата ЖРД. Выполнена оценка диапазона осевых усилий в отсутствие блокировки осевого перемещения подшипника с одновременным анализом пригодности существующих методик расчёта прироста момента трения при полученных соотношениях осевой и радиальной нагрузок. Определено направление дальнейшего исследования низкооборотных радиальных подшипников, направленного на повышение достоверности расчётов и разработку мероприятий по снижению момента трения в серийных узлах качания.

Рулевой агрегат ЖРД; узлы качания; момент трения; радиальный подшипник; осевая нагрузка; радиальная нагрузка

Цитирование: Балякин В.Б., Лаврин А.В., Долгих Д.Е. Влияние комплексного нагружения радиальных подшипников узлов качания рулевых агрегатов ЖРД на момент трения // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2023. Т. 22, № 2. С. 21-32. DOI: 10.18287/2541-7533-2023-22-2-21-32

Введение

Момент трения в шарнирных узлах качания рулевых агрегатов (РА) ЖРД является одной из основных характеристик, определяющих их работоспособность. Действующими техническими условиями момент трения жестко ограничивается по верхнему установленному пределу. Его превышение снижает быстродействие системы управления ракеты-носителя (РН), что в худшем случае может привести к срыву полетного задания. Разработка мероприятий по адаптации РА с повышенным моментом в существующую систему управления сопряжена со значительными трудностями из-за необходимости изменения кинематических и энергетических характеристик имеющихся рулевых машин.

Типичным примером исполнения рассматриваемой конструкции является РА ЖРД РД-107А/108А. Несмотря на стабильность конструктивно-компоновочной схемы и массовый выпуск, проблема повышенных значений момента трения имеет большую актуальность для данного агрегата ЖРД. Относительное количество РА, превысивших по результатам огневых испытаний (ОИ) верхний предел по моменту трения, может составлять до 4% от годового выпуска. Каждый такой случай превышения влечёт за собой дополнительные временные и материальные затраты, связанные с приостановкой производства до выяснения причин такого превышения, которые не всегда очевидны, и проведением повторных ОИ.

Специфической особенностью шарнирных узлов качания является их совмещение с магистралями подвода компонентов топлива (в том числе криогенных), в которых, помимо подшипников, применяются торцовые и радиальные уплотнения. Для выявления «узких» мест и выработки рекомендаций по снижению момента трения в РА был проведён обширный комплекс исследований по входящим в узлы качания элементам. Он включал следующие направления:

- а) разработка методики расчёта и мероприятий по уменьшению момента трения в мембранных торцовых контактных уплотнениях [1];
- б) разработка методики расчёта и мероприятий по уменьшению момента трения в радиальных подшипниках [2; 3];
- в) разработка методики расчёта и мероприятий по уменьшению момента трения в радиально-упорных бесступенчатых подшипниках [4];
- г) разработка методики расчёта и мероприятий по уменьшению момента трения в радиальных осевых манжетных уплотнениях [5].

Полученная в результате исследований комплексная методика определения момента трения в РА являлась более точной, а имевшаяся до того момента расчётная схема по ряду позиций демонстрировала двукратную ошибку относительно эмпирических данных.

Апробация предложенной методики проводилась в виде проверочного расчёта серийных узлов качания РА, уже имеющих фактическую моментную характеристику по результатам испытаний. Была получена удовлетворительная сходимость расчётных и экспериментальных данных, доказавшая пригодность методики для проектировочных и инженерных расчётов. Однако, если по отдельным узлам качания расхождения не превышали 5%, что являлось хорошим результатом, то по РА в сборе расхождение было более существенное, составляющее 17%. Фактическое значение превышало расчётное, что указывало на наличие дополнительной составляющей в совокупном моменте трения. Было предположено, что не был учтён дополнительный момент трения в опорных радиальных подшипниках, возникающий за счёт осевого усилия.

В настоящей работе приведён анализ условий возникновения дополнительного осевого усилия в подшипниковых опорах шарнирных узлов качания РА с последующей оценкой степени его влияния на величину прироста совокупного момента трения РА ЖРД.

Постановка задачи

Современная гарантийная документация рассматривает только радиальную составляющую нагрузки в подшипниковой опоре узлов качания. Причины возникновения осевого усилия связаны с термическим воздействием криогенного компонента ракетного топлива на один из узлов качания РА ЖРД.

На рис. 1, а представлена схема шарнирного РА. Указанную составную конструкцию условно можно заменить двухопорным валом, одна из подшипниковых опор кото-

рого имеет возможность перемещаться в пределах осевого зазора (рис. 1, б). Получение осевого зазора L (рис. 2) должно быть гарантировано техпроцессом на сборку РА.

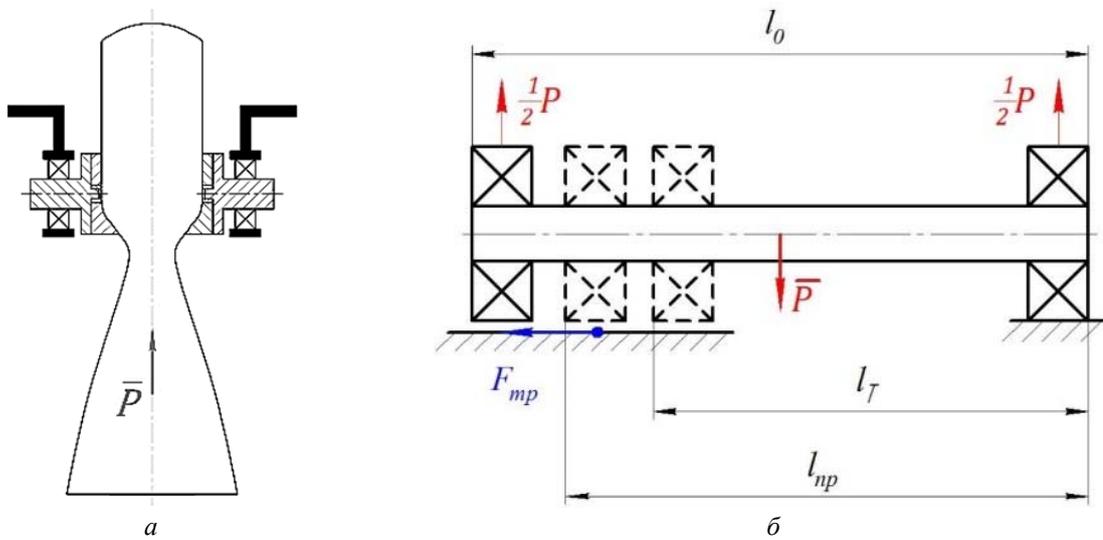


Рис. 1. Шарнирный рулевой агрегат: а – схема; б – эквивалентный вал

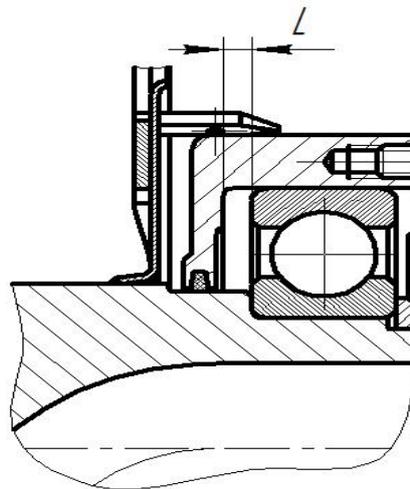


Рис. 2. Положение зазора L

Цапфы узлов качания являются элементами, образующими тракт. При выходе на главную ступень тяги через полость одной из цапф прокачивается криогенный компонент, что приводит к её интенсивному захлаживанию. Вследствие термического сжатия холодного участка межопорное расстояние вала сокращается. При отсутствии противодействия (торможения) опора цапфы примет положение, соответствующее размеру l_T . Очевидно, что при жесткой фиксации плавающей опоры в валу появляются растягивающие усилия F_a , пропорциональные возникающему напряжению σ :

$$\sigma = E \frac{l_0 - l_T}{l_0},$$

где l_0 – начальная длина цапфы.

На рис. 3 приведено типичное исполнение цапфы в сборе с подшипником. Из условий монтажа принимается, что при всех условиях нагружения внутреннее кольцо подшипника находится в упоре к бурту *A* цапфы, а осевой зазор в подшипнике полностью выбран. Тогда перемещение подшипника будет совпадать с перемещением бурта *A* цапфы.

При выполнении расчётов целесообразно произвести замену цапфы, имеющей сложную геометрическую форму, эквивалентным ей полым ступенчатым цилиндром, имеющим идентичные площади поперечных сечений F_i .

Рассмотрим случай, когда по какой-либо причине осевой зазор $L = 0$. Ввиду конструктивных особенностей узла качания осевая нагрузка, приложенная к подшипнику и направленная на растяжение цапфы, воспринимается участком цапфы длиной x_Σ :

$$x_\Sigma = x_1 + x_2 + \dots + x_i,$$

где x_i – длина i -го участка цапфы.

На рис. 3 изображен пример цапфы, состоящей из четырёх участков.

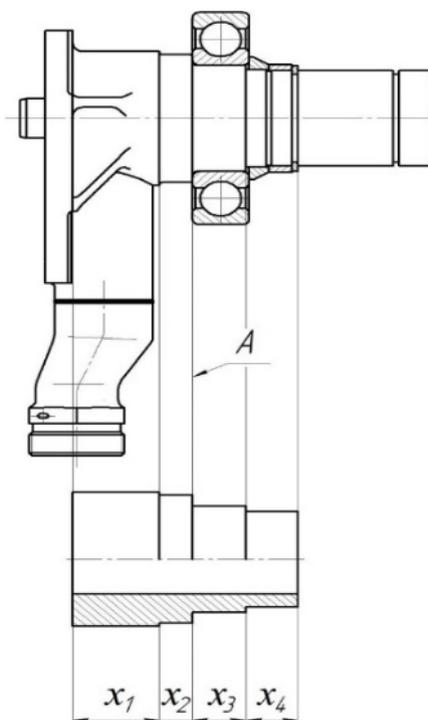


Рис. 3. Цапфа с подшипником и эквивалентный ей по жёсткости ступенчатый цилиндр

В процессе захлаживания перемещение бурта *A* при отсутствии сопротивления со стороны других элементов узла качания будет определяться выражением:

$$\delta l = (x_1 + x_2) \alpha \Delta t, \tag{1}$$

где α – коэффициент линейного сжатия; Δt – разница температур начала и конца захлаживания.

При отсутствии зазора L (см. рис. 2) в бурте цапфы, ограничивающем осевое перемещение подшипника, возникнут напряжения сдвига. Усилие F_a , определяемое в дальнейшем из разрешающей системы уравнений, будет препятствовать перемещению подшипника (бурта цапфы A) на ранее вычисленную величину δl . В результате в цапфе возникнут растягивающие напряжения, бурт A цапфы переместится на величину $\delta l_1 < \delta l$, вычисляемую по формуле:

$$\delta l_1 = \frac{F_a}{E} \sum_{i=1}^n \frac{x_i}{F_i},$$

где E – модуль упругости материала цапфы; x_i и F_i – длины и площади поперечных сечений соответствующих растянутых ступенчатых участков; n – число эквивалентных участков цапфы.

Вследствие воздействия наружного кольца подшипника на ограничивающий бурт корпуса (рис. 4) произойдет его деформация на величину

$$\delta l_2 = \frac{F_a a}{G S},$$

где a – толщина кольца подшипника; S – поперечная кольцевая площадь бурта, воспринимающая напряжение сдвига; G – модуль упругости материала цапфы при сдвиге.

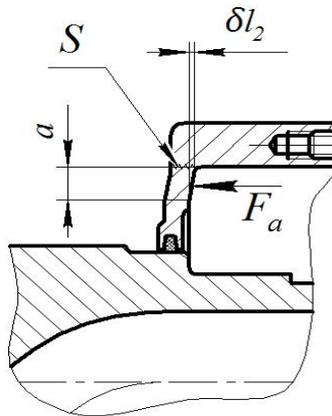


Рис. 4. Усилия и перемещения в бурте корпуса, ограничивающего положение подшипника

Суммарная деформация системы «цапфа + бурт цапфы» не может превышать перемещения δl (перемещения подшипника в отсутствие противодействия). При достижении равновесного состояния, когда растягивающее усилие в цапфе равно сдвигающему усилию в ограничивающем бурте корпуса, очевидно неравенство

$$\delta l \geq \delta l_1 + \delta l_2.$$

Таким образом, для нахождения максимально возможного усилия $F_{a \max}$, дополнительно нагружающего подшипник в осевом направлении, необходимо решить систему линейных уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \delta l &= \delta l_1 + \delta l_2, \\ \delta l_1 &= \frac{F_{a \max}}{E} \sum_{i=1}^n \frac{x_i}{F_i}, \\ \delta l_2 &= \frac{F_{a \max} a}{GS}. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

При рассмотрении работы РА в сборе очевидно, что вычисленная нагрузка будет перераспределена между подшипниками узлов качания. При симметричных геометрических размерах и, следовательно, жесткостях цапф и корпусов, каждый подшипник будет воспринимать половину нагрузки $F_{a \max}$. Это следует из того, что при включении в работу второй незахоложенной цапфы относительная деформация условного составного вала уменьшится вдвое с пропорциональным уменьшением напряжений и растягивающих усилий. Таким образом, осевое усилие каждого подшипника

$$F_{ai} = \frac{1}{2} F_{a \max}. \quad (3)$$

Радиальная нагрузка F_R на каждый подшипник составляет половину тяги РА. Эквивалентная нагрузка в подшипнике при одновременном воздействии F_{ai} и F_R вычисляется по известной эмпирической зависимости [6]:

$$P = 0,56F_R + YF_{ai}, \quad (4)$$

где Y – коэффициент, при $F_{ai} / F_R > 0,44$ $Y = 1$, $F_R = \frac{1}{2}P$, P – тяга РА.

При наличии осевой и радиальной нагрузки момент трения также вычисляется по эмпирической формуле [6]:

$$M = 0,0009 \left(\frac{P}{C_0} \right)^{0,55} (2F_{ai} - 0,1F_R) D_0, \quad (5)$$

где D_0 – средний диаметр подшипника; C_0 – статическая грузоподъемность подшипника.

Предположение о том, что радиальные подшипники РА могут подвергаться комбинированному нагружению со значительным приростом момента трения, было подтверждено при натурном испытании. Был изготовлен экспериментальный РА в компоновке, соответствующей РА центрального блока РН. Однако при полноресурсном огневом испытании он продемонстрировал неудовлетворительный результат: момент трения при переключках РА превысил верхний установленный предел на $6,08 \text{ Н} \cdot \text{м}$ ($0,62 \text{ кгс} \cdot \text{м}$), что ставило под сомнение возможность применения установленных подшипников. Проведённые с использованием зависимостей (1) – (5) расчёты показали, что теоретический прирост момента может составлять $6,02 \text{ Н} \cdot \text{м}$ ($0,614 \text{ кгс} \cdot \text{м}$). Хорошая сходимость результатов (расхождение менее 1%) и исключение исходного состояния подшипников из первопричины повышенного момента позволили принять решение

о повторном испытании РА в первоначальной компоновке без замены подшипников. После проведения монтажа с полным соблюдением технологии, РА продемонстрировал соответствие моментной характеристики требованиям нормативной документации.

Рассмотренный случай комбинированного нагружения является предельным из числа возможных. Работа подшипников в таких условиях нетипична, что подтверждает статистика испытаний. Зарегистрированные величины превышения заданных моментов серийных РА только однократно достигли значения $5,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$ ($0,55 \text{ кгс} \cdot \text{м}$) за двадцатилетний период. В остальных случаях превышения были существенно меньшими. Таким образом, механизм комбинированного нагружения радиальных подшипников в подавляющем большинстве случаев не был связан с нулевым технологическим зазором L . Его происхождение можно пояснить схемой рис. 1, б. При сокращении длины условного составного вала перемещение подшипника будет тормозиться силой трения наружного кольца. При достижении некоторой длины l_{np} возникнет равновесное состояние, при котором сила трения покоя в паре «подшипник + корпус» уравнивает растягивающее усилие условного вала. С учётом известного закона Амонтона-Кулона [7] при принятом ранее перераспределении нагрузок между подшипниками захоложенной и незахоложенной цапфы

$$F_{ai} = \frac{1}{2} F_{mp} = \frac{1}{2} F_R \mu, \quad (6)$$

где μ – коэффициент трения в паре «подшипник – корпус», F_{ai} – осевое усилие, приходящееся на каждый из подшипников.

Данное утверждение справедливо при посадке подшипника в корпус с зазором, в том числе при захоложенной конструкции. В данном случае требуется уточнённая методика расчёта момента трения в подшипнике, так как зависимости (4) и (5) мало пригодны для решения указанной задачи. Это связано с тем, что ожидаемое отношение F_{ai}/F_R меньше 0,44, а сама формула (5) оптимальна для высокооборотных подшипников, работающих в условиях жидкостной смазки.

Эмпирические значения коэффициентов трения при применяемых материалах АЛ-4 (для корпуса) и 95Х18 (для подшипника) составляют величину 0,18 при условиях применения консистентной смазки и 0,33 – для сухого трения. Для РА ЖРД РД-108А при работе на номинальном режиме в земных условиях $F_R = 16 \text{ кН}$. Рассчитанная в соответствии с выражением (6) осевая нагрузка каждого подшипника в зависимости от условий смазывания будет находиться в диапазоне $F_{ai} = (1,41 \dots 2,59) \text{ кН}$.

Более сложным является случай беззазорной посадки подшипника в корпус, так как при этом при захлаживании вследствие разницы коэффициентов линейного сжатия возникает натяг в сопряжении. Для определения рабочей температуры было выполнено её экспериментальное определение в стендовых условиях.

При этом был использован серийный узел качания, дополнительно оснащённый двумя терпарами типа ХК, расположенными в секторе $\sim 90^\circ$ симметрично относительно вертикальной плоскости узла.

Испытание проводилось при температуре окружающего воздуха 15°C , что соответствует стандартной атмосфере. Получена близкая к линейной зависимость, хорошо аппроксимируемая прямой (рис. 5). Наличие только отрицательных значений температур объясняется тем, что начало регистрации параметров совпадало с получением стабильного протока криогенного компонента через узел без разрыва струи и выхода паргазовых пузырей. Время проведения эксперимента составило 15 минут. Данный

временной интервал заведомо являлся избыточным, так как максимальное время работы РА как при стендовых испытаниях, так и в эксплуатации не превышает 5,5 минут.

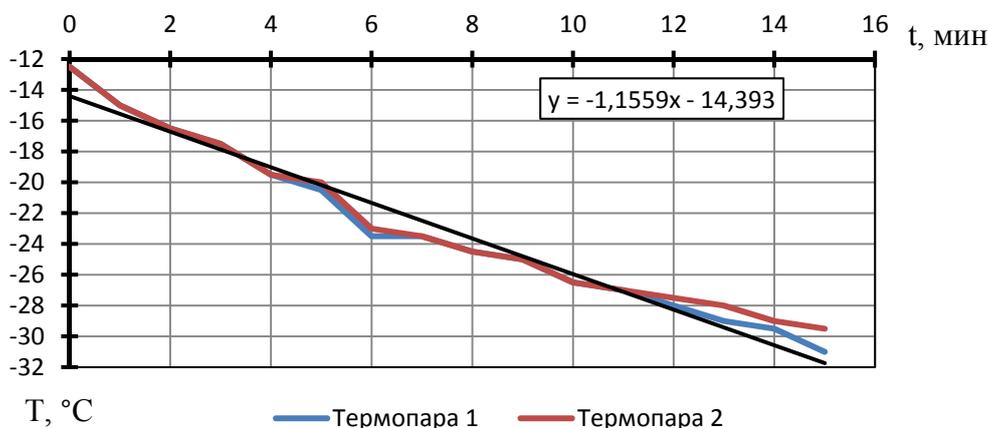


Рис. 5. Зависимость температуры корпуса от времени захлаживания и аппроксимирующая прямая

С использованием графических зависимостей рис. 5 получено расчётное значение температуры окончания захлаживания, соответствующее полноресурсному воздействию, которое составило минус 20°C.

Значение диаметрального размера захлаженного алюминиевого корпуса было вычислено по зависимости

$$d_k = d(1 - \alpha \Delta t),$$

где α – коэффициент линейного сжатия, для АЛ-4 $\alpha = 2,17 \cdot 10^{-7}$ град⁻¹ [8]; d – номинальный диаметр отверстия корпуса до захлаживания, $d = 0,08$ м; Δt – абсолютное значение разницы температур, $\Delta t = 35$ °C.

Расчётное значение уменьшения посадочного диаметра (по корпусу) составило 61 мкм.

Ввиду отсутствия справочных данных по коэффициенту линейного сжатия для подшипникового сплава 95X18 были выполнены соответствующие замеры непосредственно на серийном подшипнике 6-208Ю2. Предварительный диаметр выбранного подшипника составил 79,992 мм (при 15°C). После четырёхчасовой выдержки в приборе ПХД-2 при температуре -30 ± 2 ° среднее значение диаметра составило 79,962 мм. С учётом линейности функции интерполированием получим, что для температуры полноресурсного захлаживания -20 °C ($\Delta t = 35$ °C) уменьшение диаметра составит 23 мкм. Таким образом, в соединении реализуется натяг 38 мкм.

Согласно [9] контактное напряжение, возникающее в сопряжении, вычисляется по формуле:

$$q = \frac{\Delta}{2(\lambda_1 + \lambda_2)}, \quad (7)$$

где Δ – величина натяга, м; λ_1 – коэффициент радиальной податливости охватываемой детали (наружного кольца подшипника); λ_2 – коэффициент радиальной податливости охватывающей детали (наружного диаметра корпуса).

Схема нагружения и характерные размеры сопряжения представлены на рис. 6. Контактные напряжения q при соединении деталей с натягом в общем случае распределены по длине соединения неравномерно, так как равномерной деформации препятствуют выступающие части деталей. Однако для предварительного расчёта принимаем, что контактные напряжения одинаковы во всех точках поверхностей контакта. Это эквивалентно допущению о сопряжении двух цилиндров одинаковой длины.

Коэффициенты радиальной податливости зависят от радиальных размеров и материалов деталей [10]:

$$\lambda_1 = \frac{d}{2E_1} \left[\frac{1 + \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2} - \mu_1 \right], \quad (8)$$

$$\lambda_2 = \frac{d}{2E_2} \left[\frac{1 + \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2} + \mu_2 \right], \quad (9)$$

где d , d_1 , d_2 – характерные диаметры, приведённые на рис. 6; μ_1 , E_1 , μ_2 , E_2 – коэффициенты Пуассона и модули Юнга соответственно для охватываемой и охватывающей деталей.

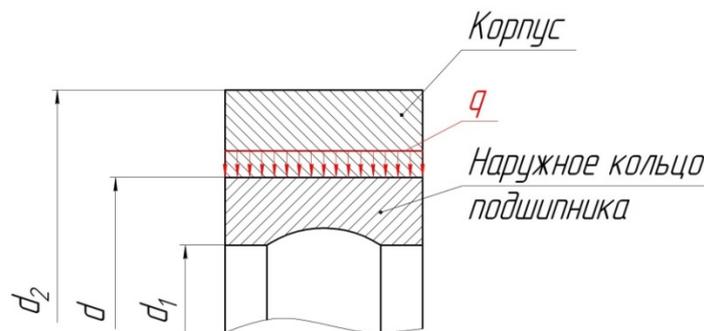


Рис. 6. Расчётная схема сопряжения «подшипник – корпус» с натягом

Согласно имеющимся справочным данным [11] для наружного кольца подшипника (сталь 95X18):

$$\mu_1 = 0,275; E_1 = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ Па} .$$

Для корпуса (алюминиевый сплав АЛ-4):

$$\mu_2 = 0,34; E_2 = 0,72 \cdot 10^{11} \text{ Па} .$$

Номинальные характерные диаметры для узла качания РА ЖРД РД-108А:

$$d = 0,08 \text{ м}; d_1 = 0,0676 \text{ м}; d_2 = 0,096 \text{ м} .$$

С учётом вышеприведённых конструкционных, справочных и расчётных данных выражения (7), (8), (9) принимают значения:

$$q = 4,273 \text{ МПа}; \lambda_1 = 1,089 \cdot 10^{-12} \text{ м}^3/\text{Н}; \lambda_2 = 3,358 \cdot 10^{-12} \text{ м}^3/\text{Н} .$$

Для серийного подшипника 6-208Ю2 с известными диаметром и шириной наружного кольца полученное значение нормального давления q сравнительно просто трансформируется в дополнительную величину силы трения покоя, которая может быть суммирована с ранее определенной силой трения при посадке с зазором. Выполненные с учётом (6) вычисления при заявленных выше коэффициентах трения 0,18 и 0,33 показали значения суммарной осевой нагрузки F_{ai} на один подшипник 3,15 кН и 5,78 кН соответственно.

Проведённая расчётная оценка подтверждает, что для найденного диапазона F_{ai} , лежащего в интервале (1,41...5,78)кН, соотношение $F_{ai}/F_R > 0,44$ не выполняется. Поэтому зависимости (4) и (5) не могут быть использованы. Таким образом, разработка методики расчёта момента трения в подшипнике в условиях комбинированного нагружения является весьма актуальной задачей.

В настоящее время такая методика разрабатывается на базе Самарского университета. Завершение работ по созданию и подтверждению методики расчёта момента трения комбинированно нагруженных низкооборотных радиальных подшипников даст возможность повысить достоверность расчётов РА ЖРД, что в перспективе позволит разработать мероприятия по минимизации момента трения в типовой конструкции узлов качания.

Заключение

Установлена причина систематического занижения расчётного значения момента трения узла качания рулевого агрегата ЖРД РД-107А/108А относительно экспериментальных данных. Показано, что при типичных условиях нагружения термическое воздействие приводит к возникновению дополнительной составляющей нагрузки, приходящейся на опорный подшипник узла качания. Обосновано предположение о характере перераспределения нагрузок между подшипниками захолаживаемого узла и узла, работающего при нормальной температуре.

Теоретически определено соотношение радиальных и осевых нагрузок в подшипниковых опорах узлов качания, которое может быть использовано как при экспериментальных отработках, так и при разработке методики расчёта трения в подшипниковой опоре узла качания РА ЖРД.

Библиографический список

1. Балякин В.Б., Лаврин А.В., Оссиала В.Б.А. Определение зависимости усилия в уплотняющем элементе торцового мембранного уплотнения от общей нагрузки // Известия Самарского научного центра РАН. 2017. Т. 19, № 6. С. 18-22.
2. Балякин В.Б., Жильников Е.П., Косенок Б.Б., Лаврин А.В. Исследование влияния перекоса колец подшипников качения на момент трения и долговечность опор // Трение и износ. 2016. Т. 37, № 6. С. 693-698.
3. Королев А.В., Королев А.А. Экспериментальное исследование влияния геометрии контакта тел и дорожек качения шариковых подшипников на момент трения качения // Трение и износ. 2016. Т. 37, № 2. С. 156-161.
4. Жильников Е.П., Балякин В.Б., Лаврин А.В. Методика расчёта момента трения в бесшариковых подшипниках // Трение и износ. 2019. Т. 40, № 5. Р. 553-559.
5. Балякин В.Б., Лаврин А.В., Оссиала В.Б.А. Методика определения момента трения в усом манжетном уплотнении // Известия Самарского научного центра РАН. 2018. Т. 20, № 4-1. С. 31-36.

6. Перель Л.Я., Филатов А.А. Подшипники качения: Расчёт, проектирование и обслуживание опор: справочник. М.: Машиностроение, 1992. 608 с.
7. Трофимова Т.И. Курс физики: учеб. пособие для вузов. М.: Издательский центр «Академия», 2006. 560 с.
8. ОСТ 92-0904-72. Металлы холодностойкие. Назначение и основные свойства при температурах минус 196 и минус 253°С. 171 с.
9. Иосилевич Г.Б. Детали машин. М.: Машиностроение, 1988. 368 с.
10. Галахов М.А., Бурмистров А.И. Расчёт подшипниковых узлов. М.: Машиностроение, 1988. 272 с.
11. Авиационные материалы: справочник в 9 т. Т. 4. Алюминиевые и бериллиевые сплавы. Ч. 2. Литейные алюминиевые сплавы / под общ. ред. А.Т. Туманова. М.: ОНТИ, 1986. 131 с.

INFLUENCE OF COMPLEX LOADING OF RADIAL BEARINGS OF THE OSCILLATION GROUPS OF LIQUID PROPELLANT ENGINE STEERING GEAR ON THE FRICTIONAL MOMENT

© 2023

- V. B. Balyakin** Doctor of Science (Engineering), Professor, Head of the Department of Machine Design Principles; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; 029-029@mail.ru
- A. V. Lavrin** Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the Department of Machine Design Principles; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; okm@ssau.ru
- D. E. Dolgikh** Postgraduate Student of the Department of Machine Design Principles; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; i@dolgih-work.ru

The paper presents a method for determining the frictional moments of the oscillation groups of the most widespread domestically made liquid propellant engine steering units. This is a topical issue requiring investigation to improve the efficiency and reliability of oscillation groups. The reason for the occurrence of an additional axial force in the radial bearings of the articulated joints that leads to an overestimation of the actual values of the moments relative to the theoretical values is shown. The procedure for calculating the maximum axial force and the accompanying increase in the moment, confirmed by the analysis of the results of the bench test of the experimental steering unit, is presented. An assessment of the range of axial forces in the absence of blocking of the axial movement of the bearing was carried out with a simultaneous analysis of the suitability of the existing methods for calculating the increase in the frictional moment for the obtained ratios of axial and radial loads. The direction of further research of low-speed radial bearings is determined, aimed at increasing the reliability of calculations and developing measures to minimize the frictional moment of production oscillation units.

Liquid propellant engine steering assembly; oscillation group; frictional moment; radial bearing; axial load; radial load

Citation: Balyakin V.B., Lavrin A.V., Dolgikh D.E. Influence of complex loading of radial bearings of the oscillation groups of liquid propellant engine steering gear on the frictional moment. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2023. V. 22, no. 2. P. 21-32. DOI: 10.18287/2541-7533-2023-22-2-21-32

References

1. Balyakin V.B., Lavrin A.V., Ossiala V.B.A. Determination of the dependence of forces in the condensing element of the end membrane seal from the total load. *Izvestiya Samarskogo Nauchnogo Tsentra RAN*. 2017. V. 19, no. 6. P. 18-22. (In Russ.)
2. Balyakin V.B., Zhilnikov E.P., Kosenok B.B., Lavrin A.V. Study of the influence of ring misalignment in rolling bearings on frictional torque and the fatigue life of. *Journal of Friction and Wear*. 2017. V. 38, Iss. 1. P. 7-12. DOI: 10.3103/S1068366616060027
3. Korolev A.V., Korolev A.A. Experimental study of the balls and raceways contact geometry effect on the rolling-friction torque. *Journal of Friction and Wear*. 2016. V. 37, Iss. 2. P. 119-123. DOI: 10.3103/S1068366616020094
4. Zhilnikov E.P., Balyakin V.B., Lavrin A.V. Method of calculating the friction moment in cageless bearings. *Journal of Friction and Wear*. 2019. V. 40, Iss. 5. P. 425-430. DOI: 10.3103/S1068366619050210
5. Balyakin V.B., Lavrin A.V., Ossiala V.B.A. The method of determining the friction torque in whisker lip seals. *Izvestiya Samarskogo Nauchnogo Tsentra RAN*. 2018. V. 20, no. 4-1. P. 31-36. (In Russ.)
6. Perel' L.Ya., Filatov A.A. *Podshipniki kacheniya: Raschet, proektirovanie i obsluzhivanie opor: spravochnik* [Roller bearings. Calculation, design and servicing of supports]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1992. 608 p.
7. Trofimova T.I. *Kurs fiziki: ucheb. posobie dlya vuzov* [Course in physics: study guide for universities]. Moscow: Izdatel'skiy Tsentr «Akademiya» Publ., 2006. 560 p.
8. OST 92-0904-72. Cold-resistant metals. Purpose and basic properties at temperatures of minus 196°C and minus 253°C. 171 p. (In Russ.)
9. Iosilevich G.B. *Detali mashin* [Machine parts]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1988. 368 p.
10. Galakhov M.A., Burmistrov A.I. *Raschet podshipnikovyx uzlov* [Calculation of bearing systems]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1988. 272 p.
11. *Aviatsionnye materialy: spravochnik v 9 t. T. 4. Alyuminievye i berillievye splavy. Ch. 2. Liteynye alyuminievye splavy / pod obshch. red. A.T. Tumanova* [Aviation materials: reference book in 9 volumes. V. 4. Aluminum and beryllium alloys. Part 2. Casting aluminum alloys / ed. by A.T. Tumanov]. Moscow: ONTI Publ., 1986. 131 p.

РАЗРАБОТКА ГИДРАВЛИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ С УПРУГИМИ РЕГУЛИРУЮЩИМИ ЭЛЕМЕНТАМИ

© 2023

Э. Г. Берестовицкий доктор технических наук, ведущий научный сотрудник;
АО «Концерн «НПО «Аврора», г. Санкт-Петербург;
berest40@mail.ru

Ю. А. Гладили кандидат технических наук, доцент, начальник лаборатории,
главный акустик;
АО «Концерн «НПО «Аврора», г. Санкт-Петербург;
gladil_01@mail.ru

Н. В. Пялов кандидат технических наук, ведущий научный сотрудник;
АО «Концерн «НПО «Аврора», г. Санкт-Петербург;
afx7cu@mail.ru

В настоящее время при создании исполнительных механизмов глубоководных аппаратов и иных технических средств имеется тенденция размещать элементы гидравлического привода вне прочного корпуса. Подобные системы гидравлики подвержены риску разгерметизации, что ведёт к попаданию рабочей жидкости (минеральных масел или синтетических рабочих жидкостей) в морскую воду и обводнению морской забортной водой рабочей жидкости системы гидравлики. Попадание рабочей жидкости в морскую воду ведёт к нарушению экологической безопасности и демаскирует подводный объект. Попадание морской воды во внутренние полости системы гидравлики может привести к их повреждению и потребовать в дальнейшем длительного и дорогостоящего ремонта. Одним из возможных способов устранения перечисленных последствий разгерметизации забортных гидравлических систем является создание гидравлического оборудования с использованием морской воды в качестве рабочей жидкости. Самая дешёвая конструкция такого нормативного тела – это использование отключенных клапанов с упругими элементами управления трубчатыми. Были проведены исследования, подтверждающие возможность создания малошумных гидравлических регуляторов с эластичными регулируемыми элементами. Эти регуляторы имеют лучшие виброакустические характеристики, чем дроссели золотникового типа с аналогичными рабочими характеристиками. Было подтверждено сохранение рабочих характеристик регуляторов с упругими регулируемыми элементами при работе с рабочими жидкостями различной вязкости (жидкость ПГВ, минеральное масло, водопроводная вода). Было подтверждено сохранение работоспособности гидравлического регулятора с эластичными регулируемыми элементами при проведении длительных испытаний. В результате проведённых работ получен научно-технический задел, позволяющий создать прибор с эластичными регулируемыми элементами, имеющий расходно-перепадную характеристику, отвечающую современным требованиям, виброакустическую характеристику, отвечающую перспективным требованиям, и имеющий достаточную надёжность при работе на чистых рабочих жидкостях.

Вибрация; дроссельная заслонка; регулятор давления; характеристика потока; эластичный регулирующий элемент

Цитирование: Берестовицкий Э.Г., Гладили Ю.А., Пялов Н.В. Разработка гидравлических устройств с упругими регулируемыми элементами // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2023. Т. 22, № 2. С. 33-41. DOI: 10.18287/2541-7533-2023-22-2-33-41

Введение

В 2015-2018 годах АО «Концерн НПО «Аврора» совместно с Институтом акустики машин при Самарском аэрокосмическом университете выполняли научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы по созданию регулирующей аппаратуры с эластичными элементами дросселирования.

Необходимость выполнения указанной работы обусловлена следующими причинами:

1) поиск конструкции дроссельного элемента, обеспечивающего работу с засорённой рабочей средой, включая использование в качестве морской среды морской забортной воды;

2) поиск конструкции дроссельного элемента, обеспечивающего снижение уровней вибрации и воздушного шума.

Рассмотрение созданных в настоящее время устройств с упругими регулируемыми элементами показало, что их использование может значительно снизить требования к чистоте рабочей жидкости и её составу, включая использование в качестве рабочей жидкости морской водой. Учитывая, что дроссельная зона образуется упругими элементами со значительной податливостью, также можно ожидать снижения уровней вибрации и шума [1].

Элементы дроссельного регулятора с упругими частями. Выбор дроссельных элементов с эластичными узлами

Многолетний опыт создания и эксплуатации органов регулирования золотникового типа позволяет утверждать, что надёжное функционирование приборов возможно только с использованием рабочей среды с высокой степенью очистки. Однако имеющийся опыт эксплуатации гидравлической аппаратуры свидетельствует о недостаточной степени очистки рабочей среды систем гидравлики объектов различного назначения. Особенно это актуально для устройств, находящихся в непрерывной работе. В настоящее время в подобных устройствах применяются рабочие жидкости типа ПГВ или минеральные масла. Для механизмов, используемых периодически, характерно зарастание зазоров в золотниках, облитерация рабочих жидкостей, а при наличии морской воды в рабочей жидкости – коррозия рабочих поверхностей золотниковых пар.

В настоящее время предприняты попытки создания дроссельных элементов, работающих на морской воде, связанные с применением новых материалов для изготовления золотниковых пар. Например, в МГТУ им. Н.Э. Баумана в 2013-2014 гг. [1] был получен опыт применения в качестве материалов керамики (стабилизированный оксид циркония) и искусственного сапфира (оксид алюминия). Опытная эксплуатация макетов проводилась с использованием специально очищенной морской воды без добавления загрязнений, влияющих на износ.

Поиск более простой в изготовлении конструкции органа регулирования привёл к идее использовать клапаны с эластичными регулирующими элементами трубчатой формы. В настоящее время такие устройства применяются для регулирования расхода различных рабочих сред, в том числе водопесчаных смесей и сыпучих грузов. Имеющийся опыт создания малозумной гидравлической аппаратуры свидетельствует о сложности дальнейшего снижения уровней вибрации и шума с использованием в составе гидроаппаратуры дроссельных элементов типа золотник. Выполненные ранее работы [2] показали, что использование в составе гидроаппаратуры эластичных узлов обеспечивает большую податливость дроссельных элементов, что должно обеспечивать снижение уровня вибрации и шума.

Исследование гидравлических регуляторов с упругими трубчатыми элементами

С 2015 года проводились исследования для создания гидравлических регуляторов для морской воды с использованием эластичных регулирующих элементов.

Эти работы предусматривали:

- анализ существующих конструкций приборов систем управления с целью выявления узлов трения, работающих в различных средах и в широком диапазоне рабочих температур, влияющих на технический ресурс и эксплуатационные характеристики;
- поиск конструкции эластичных регулирующих элементов гидравлических приборов, позволяющих эффективно регулировать параметры рабочей среды с малыми уровнями вибрации и шума;
- поиск материалов и покрытий, обеспечивающих необходимые антифрикционные, антиадгезионные и антикоррозионные свойства поверхностей деталей;
- разработку математических моделей узлов приборов, приборов в целом и процессов их функционирования;
- разработку макетов узлов гидравлических приборов;
- изготовление макетов узлов приборов и их испытания, в том числе с проверкой уровней вибрации и шума, а также сохранения работоспособности в ходе ресурсных испытаний.

В ходе выполнения работ был выполнен поиск и выбор материалов для эластичных регулирующих элементов, проработаны возможные конструкции подобных узлов, в том числе с внутренним и наружным пережимом, а также с их комбинацией (рис. 1).

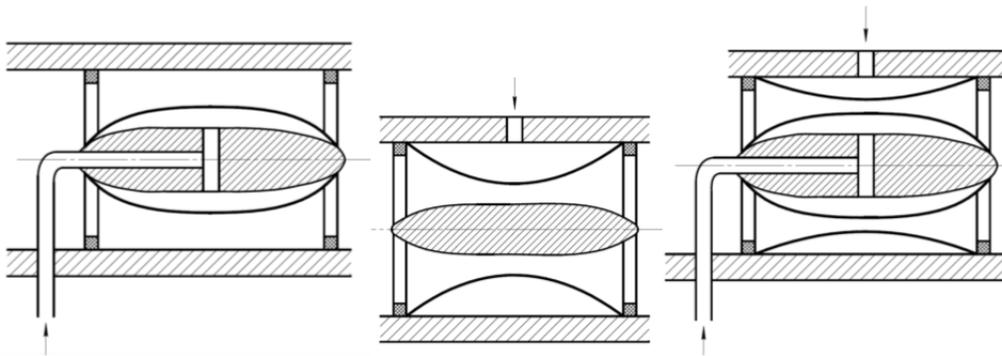


Рис. 1. Структурные схемы эластичных узлов регулирования

На рис. 1 представлены схемы эластичных узлов регулирования посредством внутреннего пережима (слева), внешнего пережима (по центру) и комбинированная схема. В отличие от существующих конструкций подобных узлов перемещение упругого элемента осуществлялось рабочей жидкостью или газом. Для проверки принятых решений были выполнены расчёты численным методом, а также изготовлены макеты узлов (рис. 2) и проведены их испытания с целью уточнения характеристик.



Рис. 2. Макет сборки внутренней оболочки с трубкой 20,0×3,0 ГОСТ 5496-78

В ходе выполнения работ осуществлено:

- проработка конструкции эластичного трубчатого элемента (ЭТЭ) для гидравлических дросселей Ду 0, Ду 32;
- 3D-моделирование ЭТЭ;
- проработка структурной схемы электрогидравлического прибора с использованием регулирующего устройства ЭТЭ;
- изготовление макета регулятора давления и его испытание с определением расходно-перепадной и виброакустической характеристик.

Изготовленный макет регулятора давления Ду10 имеет конструкцию, представленную на рис. 3.

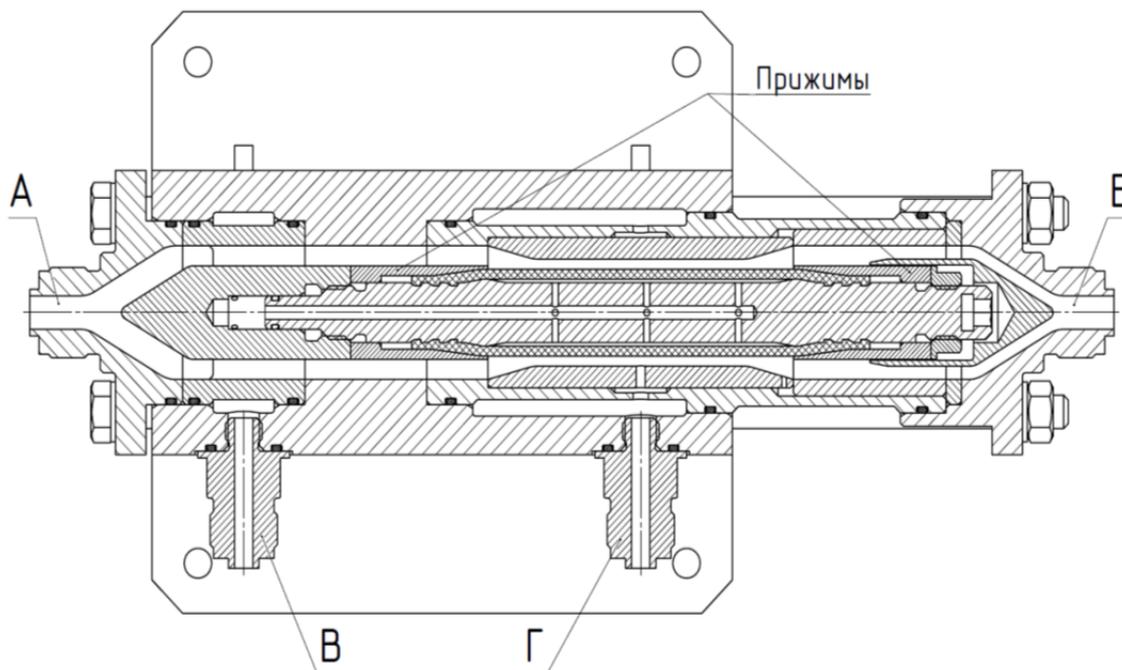


Рис. 3. Макет регулятора давления Ду10

Штуцеры *А* и *Б* предназначены для регулируемой рабочей жидкости, штуцеры *В* и *Г* – для подачи рабочей жидкости (газа) для управления. Проверки характеристик макета выполнялись с использованием рабочей жидкости ПГВ и водопроводной воды. В полость управления также подавалась жидкость ПГВ или водопроводная вода.

В результате проведённых испытаний были построены расходно-перепадные характеристики, которые носили линейный характер, что говорит о ламинарном режиме течения рабочей жидкости в рабочем зазоре дросселя.

Проверка акустических характеристик показала, что до частоты 1000 Гц прослеживался рост уровня вибрации. При более высоких частотах, в отличие от «металлических» дроссельных элементов, отмечено снижение уровня вибрации. Снижение составило 3 дБ на октаву, начиная с частоты 1600 Гц.

Вместе с тем моделирование деформации дроссельного узла, выполненное численными методами в пакете Ansys, показало, что деформация эластичного элемента является несимметричной и имеет смещение в сторону направления тока рабочей жидкости (рис. 4), что усложняет определение гидравлических характеристик узла.

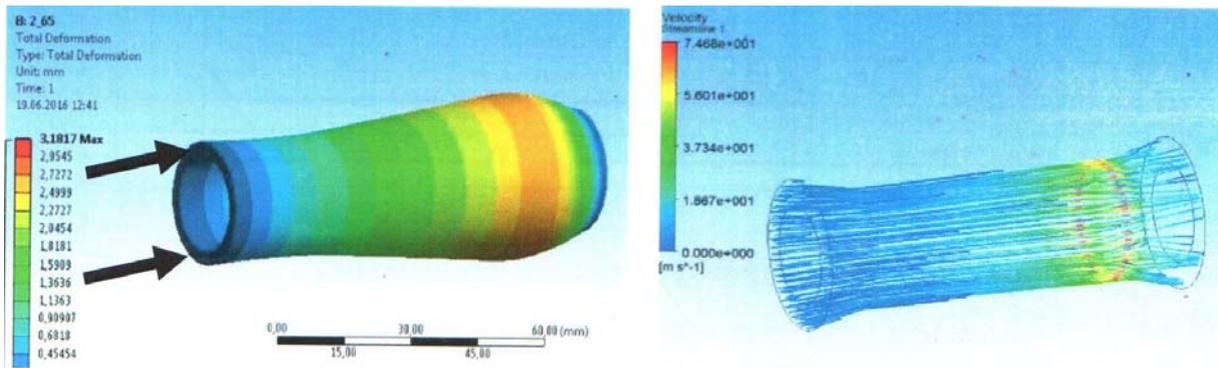


Рис. 4. Моделирование деформации эластичного элемента и потока при работе дросселя

Результаты испытаний макета регулятора давления показали, что принятые технические решения позволили создать узел регулирования, имеющий уникальные виброакустические характеристики, особенно в области высоких частот.

Разработка макета двухкаскадного регулятора с эластичным элементом управления

В ходе испытаний установлено, что акустический КПД зависит от скорости потока при нулевом давлении управления и вида среды (вязкости) и не зависит от перепада давления, давления на выходе и расхода.

Подтверждено снижение ВШХ в области частот свыше 1600 Гц. Уточнённый расчёт гидравлических характеристик показал, что максимальная скорость потока рабочей жидкости в районе минимального зазора в клапане кратковременно повышается до 24 м/с.

Ухудшение акустических характеристик в части шума потока рабочей среды является следствием наличия пульсаций давления. Причиной выявленных пульсаций на режимах с большими расходами предположительно является потеря устойчивости оболочки эластичного регулирующего элемента и её автоколебания по типу флаттера, т.е. с положительной обратной связью.

Таким образом, выявилась необходимость повышения жёсткости эластичного узла регулирования или обеспечения многокаскадности дросселирования для обеспечения соответствия регулятора требованиям малошумности.

В результате оценки возможных конструкций эластичного дроссельного узла было принято решение реализовать многокаскадную конструкцию, поскольку повышение жесткости эластичного элемента (например, использование эластичного элемента с кордом) приводило к необходимости повышения управляющего давления.

Был разработан макет двухкаскадного регулятора с одним эластичным регулирующим элементом (рис. 5).

В качестве первого каскада служит клапан с эластичным регулирующим элементом, в качестве второго – перфорированная гильза. Конструкция заделки и материал эластичного регулирующего элемента приняты аналогичными с однокаскадными регуляторами. Для повышения податливости системы «эластичный регулирующий элемент + полость управления» в качестве управляющей среды применялся сжатый воздух.

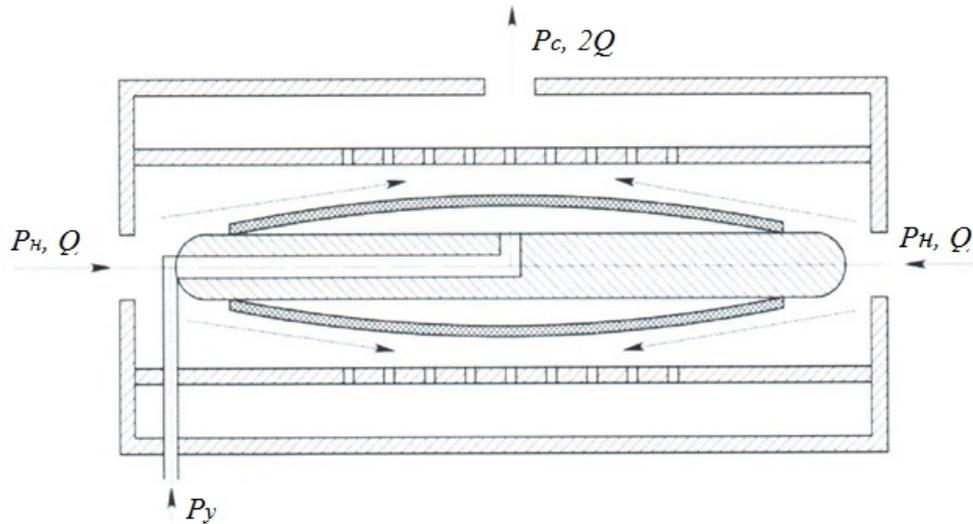


Рис. 5. Схема двухкаскадного регулятора давления

Показанная конструкция позволяет применять её как при движении рабочей жидкости в направлении, показанном на рис. 5, так и при движении рабочей жидкости в обратном направлении.

Двухкаскадный регулятор по сравнению с однокаскадным имеет преимущество, т.к. двухсторонний подвод жидкости уменьшил воздействие выходного давления на деформацию эластичного регулирующего элемента.

Реализована возможность ступенчатого дросселирования потока при наличии следующих гидравлических сопротивлений:

- регулируемого кольцевого зазора между эластичным регулирующим элементом и перфорированной втулкой;
- поворота потока из кольцевого зазора в радиальные отверстия перфорированной втулки;
- наличия радиальные отверстия перфорированной втулки.

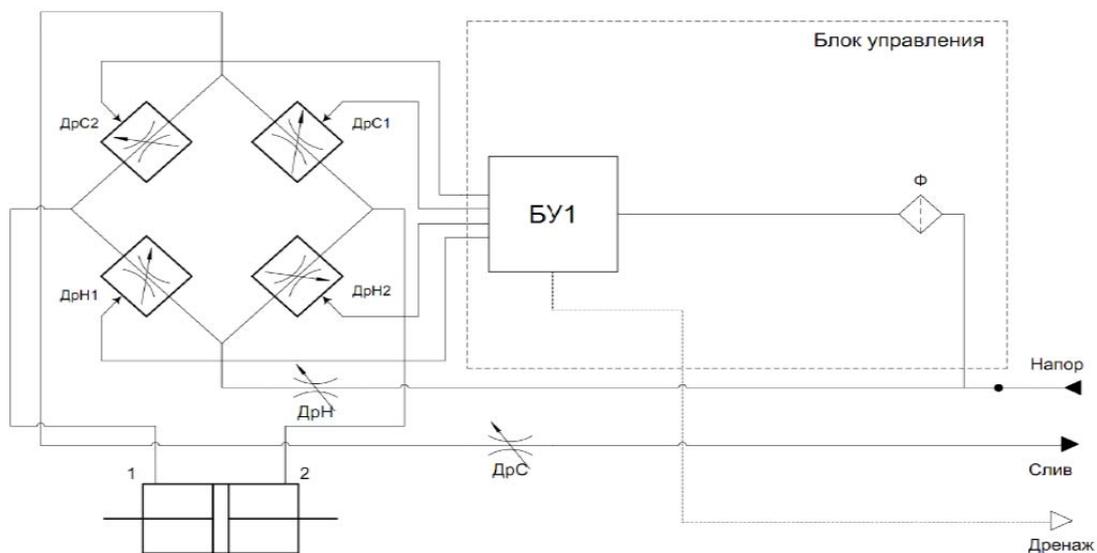


Рис. 6. Принципиальная схема электрогидравлического блока с эластичными регулирующими элементами

Разработка макета электрогидравлического прибора с эластичными регулирующими элементами

Для проверки принятых конструктивных решений был разработан и изготовлен макет электрогидравлического прибора. Схема макета представлена на рис. 6.

Конструктивно макет состоит из двух блоков:

- блока управления, предназначенного для коммутации сигналов управления (для коммутации служат шариковый клапан с электромагнитом);
- блока регуляторов давления, предназначенного для распределения рабочей жидкости внутри макета.

Четыре регулятора с эластичными регулирующими элементами, аналогичными приведённому на схеме рис. 6, соединены по мостиковой схеме. Кроме этого, в корпусе предусмотрены места для установки двух дополнительных путевых силовых дросселей.

Была проведена проверка сохранения характеристик макета после наработки заданного числа циклов срабатывания. Проверки выполнялись на рабочей жидкости – вода от передвижной насосной станции. Для управления использовался сжатый азот из баллона высокого давления. Температура рабочей жидкости поддерживалась в пределах от 20 до 30 °С. Отработка проводилась путём подачи циклического сигнала «включено – выключено» с частотой 5 циклов в минуту. В ходе испытаний проверялись параметры:

- утечка из штуцеров напора и слива при отсутствии электрического сигнала на клапанах;
- герметичность полостей управления силовых дросселей;
- расходная характеристика;
- вибрация и шум (определялись до и после испытаний).

В ходе испытаний были проведены четыре проверки перечисленных характеристик прибора (наработка 0, 24, 48, 70 тыс. циклов). Проведённые проверки показали:

- 1) макет прибора в целом сохранил рабочие характеристики;
- 2) состояние эластичных регулирующих элементов после испытаний свидетельствует об имеющемся запасе прочности для подтверждения более длительного ресурса.

Было обнаружено, что акустическая эффективность зависит от скорости потока при нулевом контрольном давлении и типе рабочей жидкости (вязкости) и не зависит от падения давления.

Таким образом, была подтверждена возможность создания малошумной гидроаппаратуры с эластичными регулирующими элементами. Макет подобного прибора показал лучшие виброакустические характеристики, чем приборы с дросселями золотникового типа с аналогичным Ду. Подтверждено сохранение рабочих характеристик регуляторов с эластичными регулирующими элементами при работе с рабочими жидкостями разной вязкости (жидкость ПГВ, минеральное масло, вода водопроводная). Подтверждено сохранение работоспособности регулятора с эластичными регулирующими элементами при проведении длительных испытаний. Расчётами подтверждена возможность дальнейшего улучшения виброакустических характеристик регуляторов с эластичными регулирующими элементами.

Заключение

В результате проведённых работ получен научно-технический задел, позволяющий создать прибор с эластичными регулирующими элементами, имеющий расходно-перепадную характеристику, отвечающую установленным требованиям, и виброакустическую характеристику, отвечающую перспективным требованиям и имеющую достаточную надёжность узла регулирования при работе на чистых рабочих жидкостях.

Анализ существующих конструкций клапанов с эластичными трубными элементами показал, что приборы с подобными элементами могут использоваться для регулирования давления и расхода загрязнённых рабочих жидкостей (вплоть до водно-песчаной пульпы), однако стабильность рабочих характеристик клапана при этом нуждается в подтверждении.

Библиографический список

1. Вельтищев В.В. Перспективы развития подводной гидравлики на морской воде // Подводные исследования и робототехника. 2014. № 2 (18). С. 19-28.
2. Берестовицкий Э.Г., Гладиллин Ю.А., Пялов Н.В. Создание гидравлического оборудования с упругими регулирующими элементами // Судостроение. 2021. № 6 (859). С. 44-48.

DEVELOPMENT OF HYDRAULIC DEVICES WITH ELASTIC REGULATING ELEMENTS

© 2023

E. G. Berestovitsky Doctor of Science (Engineering), Leading Researcher;
Avrora JSC, Saint-Petersburg, Russian Federation;
berest40@mail.ru

Y. A. Gladilin Candidate of Science (Engineering), Associate Professor, Head of Laboratory,
Chief Acoustician;
Avrora JSC, Saint-Petersburg, Russian Federation;
gladil_01@mail.ru

N. V. Pyalov Candidate of Science (Engineering), Leading Researcher;
Avrora JSC, Saint-Petersburg, Russian Federation;
afx7cu@mail.ru

Currently, when creating the actuators of deep-sea vehicles and other technical facilities, there is a tendency to accommodate the elements of the hydraulic drive outside the durable housing. Such hydraulic systems are subject to the risk of depressurization, which leads to the ingress of working fluid (mineral oils or synthetic working fluids) into seawater and flooding of the hydraulic system's working fluid with seawater. The ingress of the working fluid into seawater leads to the violation of environmental safety, and if seawater enters the internal cavities of the hydraulic system, they may be damaged, which will require long and expensive repair in the future. One of the possible ways to eliminate the listed consequences of depressurization of outboard hydraulic systems is the creation of hydraulic equipment using seawater as a working fluid. The cheapest design of such a regulatory body is the use of shut-off valves with elastic tubular control elements. The research carried out confirmed the possibility of creating low-noise regulators with elastic control elements. These regulators have better vibroacoustic characteristics than spool-type throttles with similar functional characteristics. Preservation of the operating characteristics of regulators with elastic regulating elements when working with working fluids of different viscosities (PGV liquid, mineral oil, tap water) was confirmed. Survivability of a regulator with elastic control elements during long-term tests was confirmed. As a result of the work carried out, research and technological groundwork was obtained that allows creating a device with elastic regulating elements, having a flow differential characteristic that meets modern requirements, a vibroacoustic characteristic that meets advanced requirements and sufficient reliability when working on clean working fluids.

Vibration; throttle; pressure regulator; flow characteristic; elastic regulating element

Citation: Berestovitsky E.G., Gladilin Y.A., Pyalov N.V. Development of hydraulic devices with elastic regulating elements. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2023. V. 22, no. 2. P. 33-41. DOI: 10.18287/2541-7533-2023-22-2-33-41

References

1. Veltishchev V.V. Prospects for development of underwater hydraulic seawater. *Underwater Investigations and Robotics*. 2014. No. 2 (18). P. 19-28. (In Russ.)
2. Berestovitsky E.G., Gladilin Yu.A., Pyalov N.V. Fabrication of hydraulic equipment with elastic adjusting elements. *Sudostroenie*. 2021. No. 6 (859). P. 44-48. (In Russ.)

ПОШАГОВОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ИЗНОСА РАБОЧИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ РОЛИКОВЫХ ПОДШИПНИКОВ

© 2023

Я. М. Клебанов доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Механика»; Самарский государственный технический университет; jklebanov@mail.ru

В. В. Мурашкин кандидат технических наук, директор центрального специального конструкторского бюро; ОАО «Управляющая компания ЕПК», г. Самара; v.murashkin@epkgroup.ru

А. М. Бражникова аспирант, ассистент кафедры «Механика»; Самарский государственный технический университет; brazhnikova_98@mail.ru

Целью данной работы явилась разработка эффективных методов расчёта скорости износа дорожек качения и роликов роликовых подшипников при динамических нагрузках. На основании закона Арчарда построены методы прямого пошагового расчёта скорости износа и метода расчёта этой скорости по усреднённым параметрам для условий переменных контактных нагрузок и скоростей скольжения. В соответствии с первым методом изменение нормальной силы, скорости скольжения и толщины масляной плёнки в контакте определяется в динамическом расчёте подшипника, а для расчёта поля контактного давления применяется метод конечных элементов. Многомассовая модель динамики подшипника включает в себя модель контактного трения, позволяющую адекватно воспроизводить условия гидродинамического контакта твёрдых тел. С помощью этих двух методов выполнены расчёты износа дорожки качения внутреннего кольца и роликов двухрядного конического роликоподшипника. Сопоставление результатов подтверждает приемлемую точность расчёта по усреднённым параметрам.

Гидродинамическое трение; закон Арчарда; контактное давление; коэффициент износа; конечно-элементное моделирование

Цитирование: Клебанов Я.М., Мурашкин В.В., Бражникова А.М. Пошаговое моделирование износа рабочих поверхностей роликовых подшипников // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2023. Т. 22, № 2. С. 42-56. DOI: 10.18287/2541-7533-2023-22-2-42-56

Введение

Вызванные износом изменения размеров и формы рабочих поверхностей подшипников качения способны заметно скорректировать динамику движения их деталей и условия образования масляной плёнки, а также оказать существенное влияние на структуру поверхностных слоёв материала детали [1 – 3]. Эти процессы существенно влияют на долговечность подшипников [4; 5], нарушают их функциональность, а возможная цепная реакция может привести к ещё более серьёзным отказам [6].

Несмотря на большое количество научных публикаций, посвящённых моделированию износа, прогресс в этой области из-за чрезвычайной сложности проблем износа происходит достаточно медленно [7]. Многие из опубликованных статей содержат только «словесные модели», в других были предложены различные формулы расчёта износа. Однако при детальном анализе этих моделей, включая методы их разработки, условия применимости, использованные характеристики и проведённые экспериментальные проверки, можно сделать вывод, что ни одна из них не является достаточной для описания сложных явлений износа в целом. В [8] было подсчитано, что авторы законов износа использовали 32 различных параметра для описания своих данных. А в обзоре [9] было идентифицировано более ста независимых переменных и констант. Та-

кая избыточность вызвана, в первую очередь, отсутствием базовой теории износа. У большинства опубликованных моделей износа, по-видимому, нет других пользователей, кроме их первоначальных авторов, и только закон износа Арчарда [10] получил широкое применение, главным образом благодаря своей простоте, применимости в широком диапазоне условий смешанной смазки и способности описывать основные тенденции [7].

В результате рассмотрения большого количества разработанных ранее моделей изнашивания в [11] сделан вывод, что наиболее распространённая форма этих моделей может быть представлена в следующем едином математическом выражении:

$$\frac{dW}{dt} = k \frac{p^\alpha v^\beta}{H^\gamma}, \quad (1)$$

где W – величина износа; t – время, k – коэффициент износа; p – контактное давление; v – скорость скольжения; H – твёрдость; α , β и γ – показатели степени, которые различаются от одной модели к другой. При $\alpha = \beta = \gamma = 1$ зависимость (1) сводится к закону Арчарда.

Коэффициент износа зависит от свойств материала и условий эксплуатации, к которым применим каждый закон износа. При гидродинамическом трении он существенно зависит от параметра масляной плёнки.

Закон Арчарда получил преимущественное использование и при численном моделировании процессов износа в шариковых и роликовых подшипниках [12 – 20]. Отметим также работы [21 – 23], в которых для расчёта износа в контакте шариков и дорожек качения используется специализированный закон изнашивания материалов тел качения [24], содержащий три эмпирические константы.

В работе [5] для определения скорости износа в контакте шариков и дорожек качения используется полученная авторами эмпирическая модель. В работе [3] на основе данных экспериментальных исследований построены эмпирические зависимости интенсивности изнашивания шарикового подшипника по осевому и радиальному зазорам от эквивалентной нагрузки на подшипники, смазываемые маловязкими жидкостями.

Прямой расчёт скорости износа

В литературе не представлены какие-либо исследования, прямо устанавливающие связь между коэффициентом износа и параметром масляной плёнки. Вместе с тем, хорошо известно влияние толщины плёнки на ресурс подшипника. Такая зависимость получена в работе [25] в результате осреднения данных работ [26] и [27]. Полагая, что долговечность обратно пропорциональна коэффициенту износа [12], и используя результаты работы [19], нетрудно определить зависимость коэффициента износа от параметра масляной плёнки – отношения толщины плёнки к суммарной высоте микронеровностей контактирующих поверхностей. Она представлена на рис. 1. Эта зависимость соответствует известным экспериментальным данным [19; 28], согласно которым диапазон изменения коэффициента износа при гидродинамическом трении составляет примерно от $1 \cdot 10^{-11}$ до $5 \cdot 10^{-10}$.

Далее принимается, что в течение некоторого периода эксплуатации подшипника изменения размеров и формы, вызванные износом, мало влияют на динамику движения деталей подшипников и на распределение контактного давления между ними.

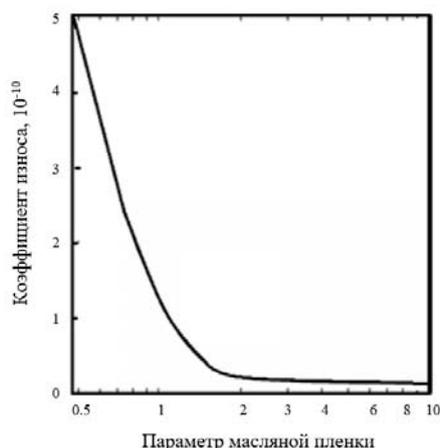


Рис. 1. Зависимость коэффициента износа от параметра масляной плёнки

По истечении этого периода необходимо повторно выполнить расчёты динамики и контактного давления, результаты которых предназначены для расчёта износа на следующем таком же периоде эксплуатации. Продолжительность периода выбирается так, чтобы выполнялись условия устойчивости и точности всей расчётной процедуры.

С учётом изложенного для прямого численного расчёта скорости износа в контакте дорожки качения и ролика необходимо сделать следующие вычисления:

1. Определить в динамическом расчёте с использованием многомассовой модели динамики подшипника, включающей модель гидродинамического контактного трения, пошаговое изменение нормальной силы, скорости скольжения и толщины масляной плёнки за один оборот сепаратора.

2. Используя график рис. 1, посчитать на каждом временном шаге динамического расчёта коэффициент износа.

3. Для каждого шага определить распределение контактного давления вдоль выбранных линий износа.

4. Рассчитать с использованием закона Арчарда пошаговые значения скорости износа и затем её среднее значение на каждой рассматриваемой линии износа за один оборот сепаратора.

5. Рассчитать глубину износа за принятый период эксплуатации подшипника и скорректировать профили роликов и дорожек качения с учётом этого износа.

6. Повторять пункты 1 – 5 для последующих периодов эксплуатации до тех пор, пока не будет достигнут заданный ресурс подшипника.

Расчёт нагрузки и скорости скольжения в контакте дорожек качения и роликов в данной работе выполняется с использованием модели многомассовой динамики подшипника, аналогичной представленной в [29]. Профиль роликов и дорожек качения в этой модели воспроизводится с помощью разбиения ролика на короткие цилиндры – слайсы.

Расчёт износа по усреднённым параметрам

Прямой расчёт скорости износа требует проведения большого объёма вычислений в связи с переменным характером контактных сил и скоростей скольжения. И хотя современные вычислительные средства позволяют достаточно быстро реализовывать такие вычисления, подобная процедура делает непрозрачным влияние на скорость износа отдельных факторов. В этой связи представляет интерес изложенный ниже метод оценки скорости износа по усреднённым параметрам. В соответствии с ним скорость износа рассчитывается по формуле:

$$\frac{dh}{dt} = \bar{k} \frac{\bar{p} \bar{v}}{H}, \quad (2)$$

где h – глубина износа, $\bar{k}, \bar{p}, \bar{v}$ – усреднённые значения коэффициента износа, контактного давления и скорости скольжения за весь рассматриваемый промежуток времени. В качестве такого промежутка выбирается сумма временных интервалов, на которых контактная сила больше нуля.

Усреднённое контактное давление \bar{p} – это давление, возникающее при приложении эквивалентной нормальной контактной силы Q_e , которая для случая рассматриваемого точечного контакта в соответствии с теорией Герца может быть рассчитана по формуле

$$Q_e = \left(\frac{\sum (Q_i^{1/3} \tau_i)}{\sum \tau_i} \right)^3. \quad (3)$$

Здесь Q_i – значение нормальной контактной силы на i -ом промежутке времени; τ_i – длительность этого промежутка; $\sum \tau_i$ – сумма временных интервалов, на которых контактная сила больше нуля.

Расчёт поля контактных давлений и определение соответствующих размеров пятна контакта и величин усреднённых контактных давлений выполняется только для значения эквивалентной нагрузки (3), что резко сокращает объём вычислений и позволяет легко сравнивать разные варианты.

Расчёт усреднённой скорости скольжения выполняется по формуле

$$\bar{u} = \frac{\sum (u_i \tau_i)}{\sum \tau_i}, \quad (4)$$

где u_i – значение скорости скольжения на i -ом промежутке времени.

Для определения усреднённого значения коэффициента износа сначала рассчитывается параметр толщины масляного слоя при контактном давлении, возникающем под действием эквивалентной нагрузки (3).

Получаем следующую последовательность расчётов:

1. Определить в динамическом расчёте с использованием многомассовой модели динамики подшипника пошаговое изменение нормальной силы и скорости скольжения за один оборот сепаратора.
2. Рассчитать эквивалентную силу (3).
3. Рассчитать усреднённую скорость скольжения (4).
4. Для полученного значения эквивалентной силы определить размеры пятна контакта и на выбранных линиях износа величины усреднённого контактного давления, параметра масляного слоя и коэффициента износа.
5. Рассчитать по формуле (2) значение скорости износа на каждой рассматриваемой линии износа за один оборот сепаратора.
6. Рассчитать глубину износа за принятый период эксплуатации подшипника и изменить профили роликов и дорожек качения с учётом этого износа.
7. Повторять пункты 1 – 6 для последующих периодов эксплуатации до тех пор, пока не будет достигнут заданный ресурс подшипника.

Расчёт износа рабочих поверхностей буксового подшипника

В качестве примера рассмотрен расчёт износа в контакте дорожки качения внутреннего кольца и ролика двухрядного конического роликового подшипника касетного типа с консистентной смазкой, широко используемого в буксовых опорах грузовых железнодорожных вагонов (рис. 2). Внутренний диаметр подшипника 150 мм, наружный диаметр 250 мм, угол конусности ролика 53', средний диаметр 21,4 мм, число роликов в одном ряду – 23. Скорость скольжения между роликами и наружным кольцом примерно на порядок меньше скорости скольжения между роликами и внутренним кольцом. Поэтому износом в контакте роликов и дорожек качения наружного кольца можно пренебречь.

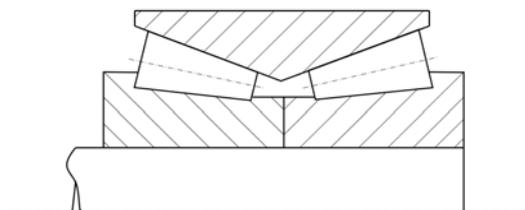


Рис. 2. Двухрядный конический роликовый подшипник касетного типа

Нагрузки на буксовый подшипник, используемые для оценки износа, рассчитываются по той же процедуре, что и в стандарте для расчёта осей колёсных пар [30; 31]. Учитываются два типа нагрузки: (1) вертикальная статическая нагрузка W , зависящая от массы вагона, и (2) горизонтальная и вертикальная компоненты динамической нагрузки, обозначенные соответственно P и R , вызванные изменением скорости вагона и неровностями рельсового полотна в плане и в профиле.

Учитывая условия нагружения вагона, статическую нагрузку на подшипник W можно рассчитать по формулам [30]:

$$W_c = \frac{M_c g}{N_e N_r}; \quad W_v = \frac{M_v g}{N_e N_r}, \quad (5)$$

где M – масса вагона за вычетом массы колёсных пар; g – ускорение силы тяжести; N_e – число колёсных пар в вагоне; N_r – число подшипников колёсной пары, индексами c и v здесь и далее отмечены случаи полностью нагруженного и порожнего вагона соответственно.

Компоненты динамической нагрузки рассчитываются по формулам [26]:

$$P_c = \alpha_{Lc} \frac{M_c g}{N_e N_r}; \quad P_v = \alpha_{Lv} \frac{M_c g}{N_e N_r}; \quad R_c = \alpha_{Lc} \frac{M_c g l_c}{N_e N_r j}; \quad R_v = \alpha_{Lv} \frac{M_c g l_v}{N_e N_r j}, \quad (6)$$

где l – вертикальное расстояние от оси до центра тяжести вагона; j – расстояние между подшипниками колёсной пары.

Коэффициент горизонтального ускорения α_L – параметр, количественно определяющий эффект динамического нагружения вагона. Этот коэффициент зависит от скорости вагона и состояния железнодорожного полотна. Для отечественного полотна [32]

$$\alpha_L = \bar{\alpha}_L \sqrt{\frac{4}{\pi} \ln \frac{1}{1 - P(\alpha_L)}}. \quad (7)$$

Здесь $\bar{\alpha}_L$ – среднее значение коэффициента горизонтальной динамики; $P(\bar{\alpha}_L)$ – доверительная вероятность; принимается $P(\bar{\alpha}_L) = 0,97$.

Среднее значение коэффициента $\bar{\alpha}_L$ для грузовых вагонов определяется по формуле

$$\bar{\alpha}_L = 0,003 \frac{N_e + 2}{2N_e} (5 + V), \quad (8)$$

где V – скорость движения, м/с.

При скорости движения поезда 70 км/ч по формулам (7) и (8) получаем коэффициент горизонтального ускорения $\alpha_L = 0,16$. Максимальная радиальная нагрузка на подшипник ($W_c + P_c$) в соответствии с нормами [33] составляет 88334 Н. В соответствии с (5) и (6) получаем $W_c = 69336$ Н и $P_c = 18998$ Н. По нормам [33] отношение массы гружёного и порожнего вагона составляет 25/7. Отсюда получаем $W_v = 19414$ Н и $P_v = 5319$ Н.

Для предварительных расчётов вагонов, близких к типовой конструкции, в [33] рекомендуется принимать высоту положения центра массы груженого кузова грузового вагона над уровнем осей колёсных пар равным 2,0 м. Масса наиболее распространённой тележки модели 18-100 составляет 4680 кг. Масса одной колёсной пары 1200 кг. Приближённая оценка высоты положения центра массы для порожнего вагона составляет $h_v = 0,57$ м. Расстояние между центрами буксовых опор рамы $j = 2036$ мм. Тогда в соответствии с (6) $R_c = 18195$ Н и $R_v = 1472$ Н.

Расчёты динамики подшипника выполнялись при частоте вращения внутреннего кольца 387 об/мин, что соответствует скорости движения поезда 70 км/ч при диаметре окружности катания колеса $D_w = 960$ мм.

Расчёт контактных давлений между роликом и дорожкой качения внутреннего кольца выполнялся методом конечных элементов в программе CAE ANSYS для следующих значений нормальных контактных сил: 895 Н, 986 Н, 1328 Н, 2083 Н. В пошаговых расчётах выполнялась интерполяция полученных значений. Разработанная конечно-элементная модель контакта ролика и внутреннего кольца подшипника (рис. 3) включает в себя выделенную плоскостями циклической симметрии 1/46 часть сектора внутреннего кольца. Из ролика, профиль которого представлен на рис. 4, взята 1/4 часть. Исходный профиль дорожки качения внутреннего кольца прямолинейный. Размер конечных элементов, непосредственно примыкающих к области контакта, составил 0,1 мм. По мере отдаления от места контакта размер элементов плавно увеличивался до 5 мм.

Для расчёта скорости износа по пятну контакта было проведено 9 линий – окружностей на поверхности ролика и дорожки качения внутреннего кольца. Их расположение иллюстрируется на рис. 4 – 6. Изменение профиля роликов и дорожек качения между этими линиями определялось линейной интерполяцией.

Принимая коэффициент порожнего пробега вагона 0,4 [19], по аналогии с [26], получаем следующие значения скоростей износа:

$$\frac{dh}{dt} = \left[\frac{0,6}{f_{rc} + f_c} \left(f_c \frac{dh_{cd}}{dt} + f_{rc} \frac{dh_{cs}}{dt} \right) + \frac{0,4}{f_{rv} + f_v} \left(f_v \frac{dh_{vd}}{dt} + f_{rv} \frac{dh_{vs}}{dt} \right) \right], \quad (9)$$

где f_{rc} и f_{rv} – частоты изменения сил W_c и W_v ; f_c и f_v – частоты колебаний вагона при движении.

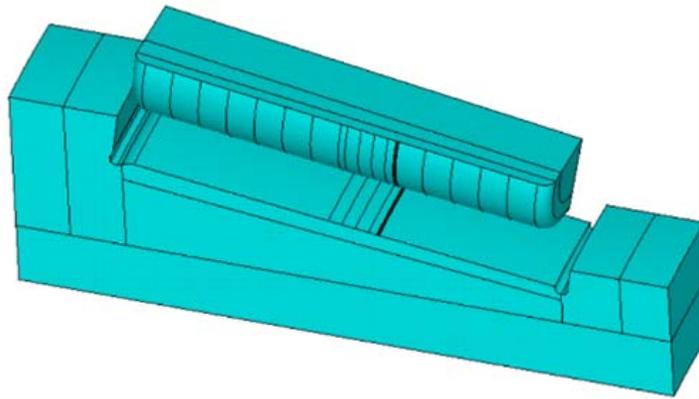


Рис. 3. Трёхмерная геометрическая модель фрагментов ролика и внутреннего кольца подшипника в САЕ ANSYS

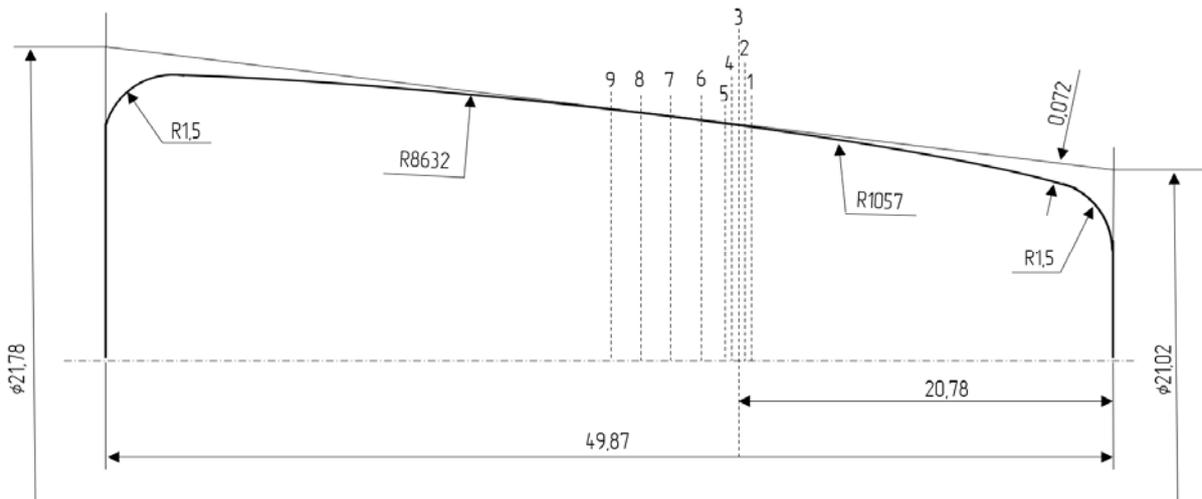


Рис. 4. Эскиз профиля ролика

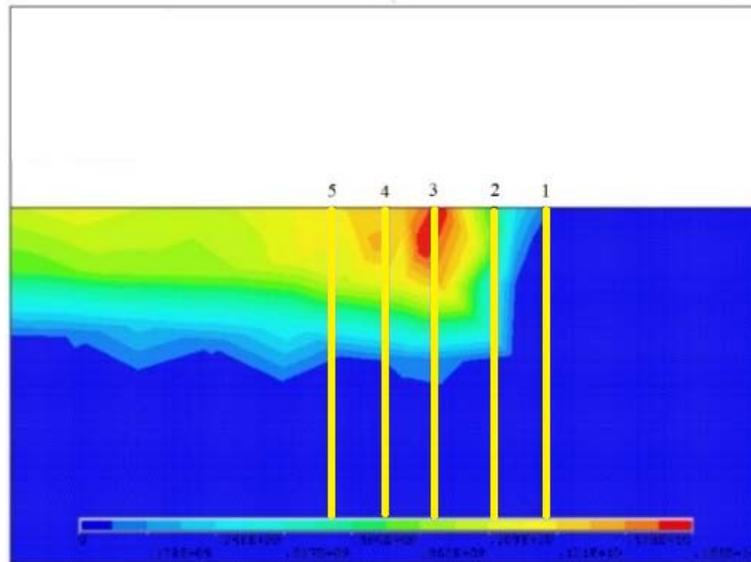


Рис. 5. Распределение давления в области большой концентрации контактных давлений для нормальной контактной силы 986 Н и неизношенных профилей, Па. Цифрами обозначены номера линий износа

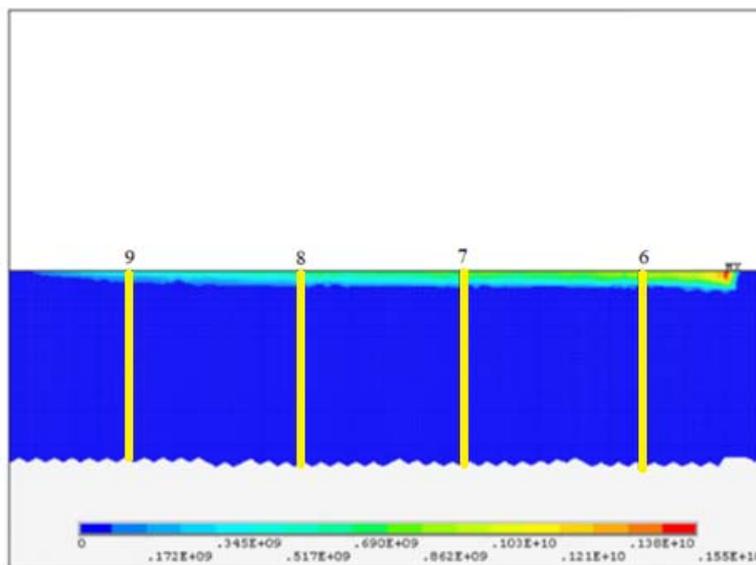


Рис. 6. Распределение давления в контакте ролика и внутреннего кольца для нормальной контактной силы 986 Н и неизношенных профилей, Па. Цифрами обозначены номера линий износа

Скорости износа $\frac{dh_{cd}}{dt}$, $\frac{dh_{cs}}{dt}$, $\frac{dh_{vd}}{dt}$ и $\frac{dh_{vs}}{dt}$ рассчитываются при действии в контакте постоянных нормальных сил Q_{sv} , Q_{sc} , Q_{dv} , Q_{dc} , где первые две силы возникают под действием на подшипник статических сил (5), а две последние – под действием соответствующих динамических сил (6).

Формула (9) получается из условия, что изменение нагрузок происходит по гармоническому закону. Принимается также, что частоты f_{rc} и f_{rv} пропорциональны скорости вращения оси, а частоты f_c и f_v зависят от отклонений пути в плане и профиле и

от скорости поезда. В соответствии с рекомендациями [26] можно принять f_c и f_v равными 0,28 Гц, в то время как

$$f_{ri} = \frac{2V_i}{D_w}, i = c, v. \quad (10)$$

Принимая скорость движения поезда и с грузёным, и порожним вагонами 70 км/ч, получаем $f_{rc} = f_{rv} = 40,42$ Гц.

В контакте роликов и дорожек качения реализуется пьезовязкий жёсткий режим трения. Следуя [34], для учёта характерного для консистентной смазки частичного масляного голодания полученную толщину масляной плёнки надо уменьшить на 30%. При этом коэффициент износа согласно рис. 1 увеличивается примерно в 2 раза.

На рис. 7 начальные скорости износа дорожки качения внутреннего кольца, полученные методом прямого расчёта, сравниваются со скоростями износа, полученными методом расчёта по усреднённым параметрам. Расчёты выполнены для линии износа 3, где реализуется максимальное контактное давление. Результаты сравнения подтверждают вполне приемлемую точность расчёта по усреднённым параметрам, поэтому дальнейшие расчёты выполняются этим методом.

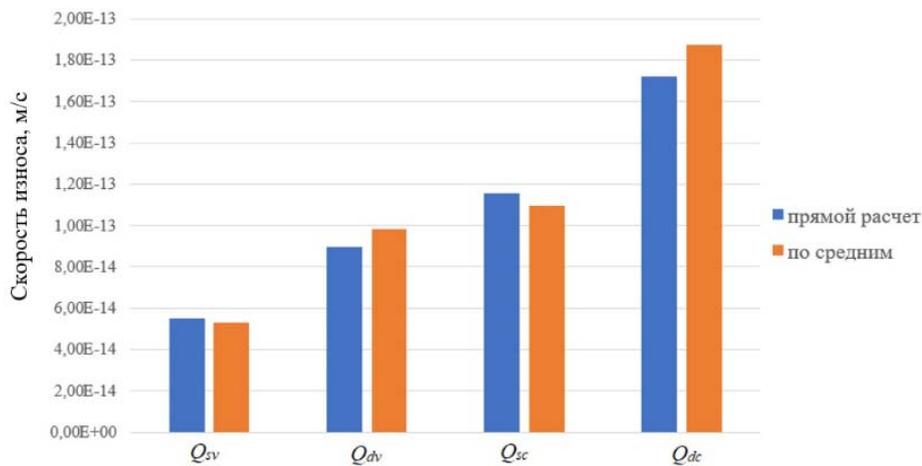


Рис. 7. Начальная скорость износа дорожки качения внутреннего кольца на линии износа 3 для постоянных нормальных контактных сил Q_{sv} , Q_{sc} , Q_{dv} , Q_{dc}

Определённую для первоначальных профилей ролика и дорожки качения внутреннего кольца скорость износа в соответствии с изложенным выше необходимо пересчитывать после определённого периода пробега вагона. В качестве пробного был выполнен расчёт с периодом по пробегу равным 300 000 км. Результаты для всех линий износа ролика представлены на рис. 8. Они демонстрируют неустойчивость процесса расчёта скорости износа, вызванную большим периодом пробега.

Результаты расчёта с периодом 150 000 км представлены на рис. 9 и 10. Они показывают устойчивое изменение скорости износа как для ролика, так и для дорожки качения внутреннего кольца. Дальнейшее уменьшение периода пересчёта условий взаимодействия роликов и колец не приводит к сколько-нибудь заметному уточнению накопленной величины износа.

Из полученных результатов также следует, что износ дорожки качения внутреннего кольца происходит примерно в 1,5 раза быстрее, чем износ роликов.

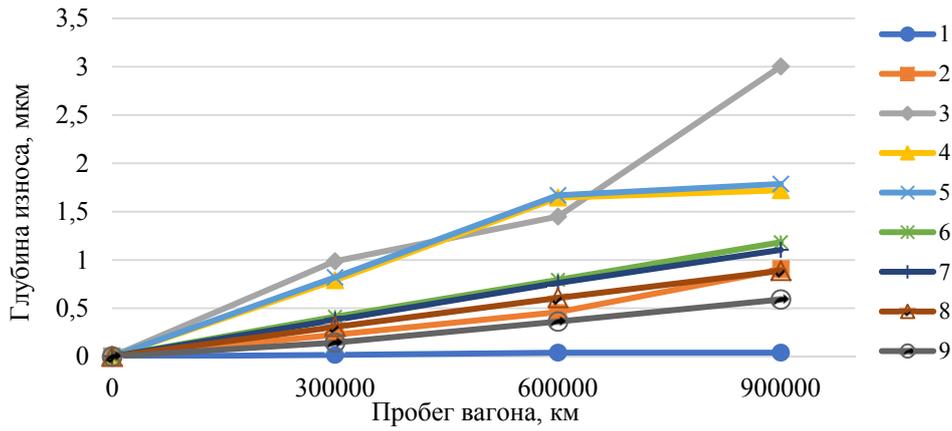


Рис. 8. Износ ролика, расчёт с периодом 300 000 км

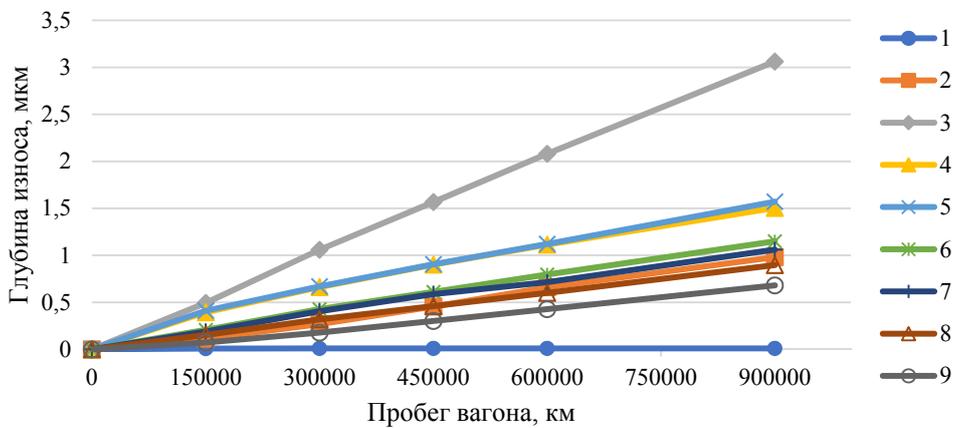


Рис. 9. Износ ролика, расчёт с периодом 150 000 км

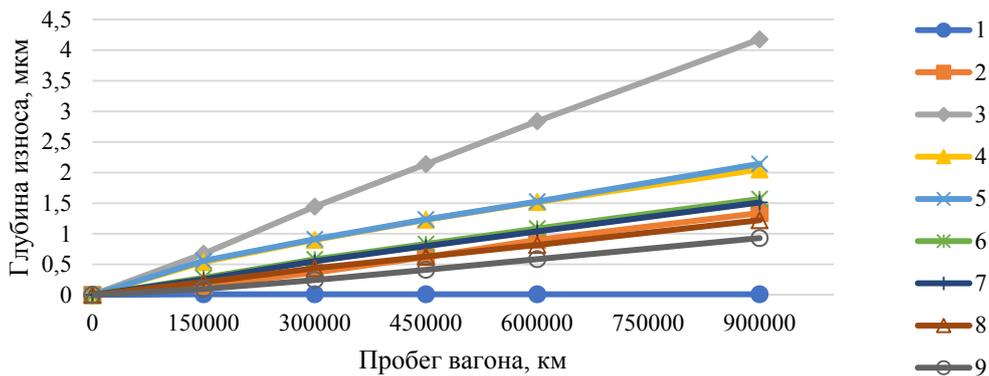


Рис. 10. Износ дорожки качения внутреннего кольца, расчёт с периодом 150 000 км

Заключение

Износ рабочих поверхностей подшипников качения во многих практических случаях является важным критическим фактором, влияющим на их работоспособность и долговечность. Однако этому вопросу посвящено лишь ограниченное число публикаций. В большинстве из них для расчёта скорости износа контактирующих поверхностей

используется получивший экспериментальное подтверждение при гидродинамическом трении подшипниковых сталея закон Арчарда. На основании этого закона в статье представлена процедура прямого пошагового расчёта скорости износа при переменных нагрузках и скоростях скольжения, в соответствии с которой при динамическом расчёте подшипника определяется изменение нормальной силы, скорости скольжения и параметра масляной плёнки. Для расчёта поля контактного давления применяется метод конечных элементов. Также предложен метод расчёта скорости износа по усреднённым параметрам, который показывает вполне приемлемую точность.

При расчёте износа весь период эксплуатации подшипника разбивается на периоды, в течение которых изменения размеров и формы, вызванные износом, мало влияют на динамику движения деталей подшипников и на распределение контактного давления между ними. По истечении каждого такого периода расчёты динамики и контактного давления выполняются вновь с учётом накопленного износа. Продолжительность такого периода выбирается из условия устойчивости и точности всей расчётной процедуры.

В качестве примера в статье рассмотрен расчёт износа в контакте дорожки качения внутреннего кольца и ролика двухрядного конического роликового подшипника кассетного типа, широко используемого в буксовых опорах грузовых железнодорожных вагонов.

Библиографический список

1. Шец С.П., Сакало В.И. Влияние смазочного материала на процессы, протекающие в подшипниках качения // Вестник Брянского государственного технического университета. 2016. № 2 (50). С. 31-35. DOI: 10.12737/20240
2. Орлов А.В. Влияние износа на работоспособность опор качения // Проблемы машиностроения и надёжности машин. 2007. № 5. С. 71-79.
3. Jiang S., Wang T., Xiao L. Experiment research and dynamic behavior analysis of multi-link mechanism with wearing clearance joint // Nonlinear Dynamics. 2022. V. 109, Iss. 3. P. 1325-1340. DOI: 10.1007/s11071-022-07499-z
4. Силаев Б.М., Барманов И.С. Прогнозирование изменения радиальных и осевых зазоров в шариковых подшипниках качения, смазываемых маловязкими жидкостями // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2022. Т. 21, № 2. С. 100-108. DOI: 10.18287/2541-7533-2022-21-2-100-108
5. Балякин В.Б., Жильников Е.П., Пилла К.К. Методика расчёта долговечности подшипников с учётом износа тел качения // Трение и износ. 2020. Т. 41, № 4. С. 491-497. DOI: 10.32864/0202-4977-2020-41-4-491-497
6. Tan D., Li R., He Q., Yang X., Zhou C., Mo J. Failure analysis of the joint bearing of the main rotor of the Robinson R44 helicopter: A case study // Wear. 2021. V. 477. DOI: 10.1016/j.wear.2021.203862
7. Meng Y., Xu J., Ma L., Jin Z., Prakash B., Ma T., Wang W. A review of advances in tribology in 2020-2021 // Friction. 2022. V. 10, Iss. 10. P. 1443-1595. DOI: 10.1007/s40544-022-0685-7
8. Hsu S.M., Shen M.C., Ruff A.W. Wear prediction for metals // Tribology International. 1997. V. 30, Iss. 5. P. 377-383. DOI: 10.1016/S0301-679X(96)00067-9
9. Meng H.C., Ludema K.C. Wear models and predictive equations: their form and content // Wear. 1995. V. 181-183, part 2. P. 443-457. DOI: 10.1016/0043-1648(95)90158-2
10. Archard J.F. Contact and rubbing of flat surfaces // Journal of Applied Physics. 1953. V. 24, Iss. 8. P. 981-988. DOI: 10.1063/1.1721448

11. Горячева И.Г. Механика фрикционного взаимодействия. М.: Наука, 2001. 478 с.
12. Liu C.H., Chen X.Y., Gu J.M., Jiang S.N., Feng Z.L. High-speed wear lifetime analysis of instrument ball bearings // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology. 2009. V. 223, Iss. 3. P. 497-510. DOI: 10.1243/13506501JET496
13. Olofsson U., Andersson S., Björklund S. Simulation of mild wear in boundary lubricated spherical roller thrust bearings // Wear. 2000. V. 241, Iss. 2. P. 180-185. DOI: 10.1016/S0043-1648(00)00373-2
14. Olofsson U. Characterisation of wear in boundary lubricated spherical roller thrust bearings // Wear. 1997. V. 208, Iss. 1-2. P. 194-203. DOI: 10.1016/S0043-1648(96)07486-8
15. Yu G., Xia W., Song Z., Wu R., Wang S., Yao Y. Wear-life analysis of deep groove ball bearings based on Archard wear theory // Journal of Mechanical Science and Technology. 2018. V. 32, Iss. 7. P. 3329-3336. DOI: 10.1007/s12206-018-0635-5
16. Wang X.Y., Zhou C., Ou Y. Experimental analysis of the wear coefficient for the rolling linear guide // Advances in Mechanical Engineering. 2019. V. 11, Iss. 1. DOI: 10.1177/1687814018821744
17. Winkler A., Marian M., Tremmel S., Wartzack S. Numerical modeling of wear in a thrust roller bearing under mixed elastohydrodynamic lubrication // Lubricants. 2020. V. 8, Iss. 5. P. 58. DOI: 10.3390/lubricants8050058
18. Yang Z., Zhang Y., Zhang K., Li S. Wear analysis of angular contact ball bearing in multiple-bearing spindle system subjected to uncertain initial angular misalignment // Journal of Tribology. 2021. V. 143, Iss. 9. DOI: 10.1115/1.4049258
19. Morales-Espejel G.E., Brizmer V. Micropitting modelling in rolling-sliding contacts: application to rolling bearings // Tribology Transactions. 2011. V. 54, Iss. 4. P. 625-643. DOI: 10.1080/10402004.2011.587633
20. Laine E., Olver A.V. The Effect of anti-wear additives on fatigue damage // 62nd STLE Annual Meeting (May, 6-10, 2007, Philadelphia, Pennsylvania, USA).
21. Павлов В.Г. Ресурс работы радиального шарикоподшипника условию предельно допустимого износа // Проблемы машиностроения и надёжности машин. 2007. № 6. С. 102-111.
22. Павлов В.Г. Разработка математической модели для оценки ресурса работы радиального подшипника качения по условию предельно допустимого износа // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2007. № 9. С. 32-39.
23. Павлов В.Г. Расчёт на износ радиально-упорного шарикоподшипника // Физика, химия и механика трибосистем. 2011. № 10. С. 30-36.
24. Когаев В.П., Дроздов Ю.Н. Прочность и износостойкость деталей машин. М.: Высшая школа, 1991. 319 с.
25. Bamberger E., Harris T., Kasmarcky W., Moyer C., Parker R., Sherlock J., Zaretsky E. Life adjustment factors for ball and roller bearings // ASME Engineering Design Guide. New York: ASME, 1971. 34 p.
26. Tallian T.E. The theory of partial elastohydrodynamic contacts // Wear. 1972. V. 21, Iss. 1. P. 49-101. DOI: 10.1016/0043-1648(72)90249-9
27. Skurka J.C. Elastohydrodynamic lubrication of roller bearings // Journal of Lubrication Technology. 1970. V. 92, Iss. 2. P. 281-288. DOI: 10.1115/1.3451388
28. Williams J.A. Wear modelling: analytical, computational and mapping: a continuum mechanics approach // Wear. 1999. V. 225-229, Iss. 1 P. 1-17. DOI: 10.1016/S0043-1648(99)00060-5

29. Клебанов Я.М., Мурашкин В.В., Поляков К.А., Данильченко А.И. Динамическая нагруженность массивных сепараторов высокоскоростных шарикоподшипников // Вестник машиностроения. 2017. № 11. С. 3-9.

30. JIS/4501. Japanese standards association. Railway Rolling stock. Design method for strength of axles. Japanese Industrial Standard, 1995. 11 p.

31. Ferreira J.L.A., Balthazar J.C., Araujo A.P.N. An investigation of rail bearing reliability under real conditions of use // Engineering Failure Analysis. 2003. V. 10, Iss. 6. P. 745-758. DOI: 10.1016/S1350-6307(02)00052-3

32. Анисимов П.С., Котуранов В.Н., Лукин В.В., Хохлов А.А., Кобищанов В.В. Конструирование и расчёт вагонов. М.: ФГОУ «Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте», 2011. 688 с.

33. Нормы расчёта и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). М.: ГосНИИВ – ВНИИЖТ, 1996. 317 с.

34. Larsson R. EHL film thickness behavior // In book: «Encyclopedia of Tribology» / ed. by Q.J. Wang, Y.W. Chung. Boston: Springer, 2013. P. 817-827. DOI: 10.1007/978-0-387-92897-5_639

STEP-BY-STEP SIMULATION OF WEAR OF WORKING SURFACES IN ROLLER BEARINGS

© 2023

Ya. M. Klebanov Doctor of Science (Engineering), Professor, Head of the Department of Mechanics;
Samara State Technical University, Samara, Russian Federation;
jklebanov@mail.ru

V. V. Murashkin Candidate of Science (Engineering), Director of the Central Special Design Bureau of the EPC Management Company,
Samara, Russian Federation;
v.murashkin@epkgroup.ru

A. M. Brazhnikova Postgraduate Student, Assistant of the Department of Mechanics,
Samara State Technical University, Samara, Russian Federation;
brazhnikova_98@mail.ru

The purpose of this work was to develop effective methods for calculating the wear rate of raceways and roller bearings under dynamic loads. The wear of the working surfaces of rolling bearings in many practical cases is an important critical factor affecting their performance and durability. However, only a limited number of publications are devoted to this issue. In most of them, Archard's law, which has been experimentally confirmed during hydrodynamic friction of bearing steels, is used to calculate the wear rate of the contacting surfaces. Based on this law, the article presents a method of direct step-by-step calculation of the wear rate at variable contact loads and sliding speeds. In accordance with it, the change in the normal force, sliding speed and thickness of the oil film in contact is determined in the dynamic calculation of the bearing, and the finite element method is used to calculate the contact pressure field. The multi-mass model of bearing dynamics includes a contact friction model that allows adequately reproducing the conditions of hydrodynamic contact of solids. The direct calculation method involves a large number of calculations that make the impact of individual factors on the wear rate opaque. Therefore, along with it, a method for calculating the wear rate by averaged parameters is proposed. Using these two methods, the wear calculations of the raceway of the inner ring and the rollers of a double-row tapered roller bearing were performed. The comparison of the results confirms the acceptable accuracy of the calculation according to the averaged parameters.

Hydrodynamic friction; Archard's law; contact pressure; wear coefficient; finite element modeling

Citation: Klebanov Ya.M., Murashkin V.V., Brazhnikova A.M. Step-by-step simulation of wear of working surfaces in roller bearings. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2023. V. 22, no. 2. P. 42-56. DOI: 10.18287/2541-7533-2023-22-2-42-56

References

1. Shets S.P., Sakalo V.I. Influence of lubricant on processes, proceeding in rolling bearings. *Bulletin of Bryansk State Technical University*. 2016. No. 2 (50). P. 31-35. (In Russ.). DOI: 10.12737/20240
2. Orlov A.V. The effect of wear on the working capacity of roller bearings. *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*. 2007. V. 36, Iss. 5. P. 454-460. DOI: 10.3103/S1052618807050123
3. Jiang S., Wang T., Xiao L. Experiment research and dynamic behavior analysis of multi-link mechanism with wearing clearance joint. *Nonlinear Dynamics*. 2022. V. 109, Iss. 3. P. 1325-1340. DOI: 10.1007/s11071-022-07499-z
4. Silayev B.M., Barmanov I.S. Predicting changes in radial and axial clearances in ball bearings lubricated with low-viscosity liquids. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2022. V. 21, no. 2. P. 100-108. (In Russ.). DOI: 10.18287/2541-7533-2022-21-2-100-108
5. Balyakin V.B., Zhilnikov E.P., Pilla K.K. Method for calculating the fatigue life of bearings taking into account wearing of rolling elements. *Journal of Friction and Wear*. 2020. V. 41, Iss. 4. P. 359-364. DOI: 10.3103/S1068366620040029
6. Tan D., Li R., He Q., Yang X., Zhou C., Mo J. Failure analysis of the joint bearing of the main rotor of the Robinson R44 helicopter: A case study. *Wear*. 2021. V. 477. DOI: 10.1016/j.wear.2021.203862
7. Meng Y., Xu J., Ma L., Jin Z., Prakash B., Ma T., Wang W. A review of advances in tribology in 2020-2021. *Friction*. 2022. V. 10, Iss. 10. P. 1443-1595. DOI: 10.1007/s40544-022-0685-7
8. Hsu S.M., Shen M.C., Ruff A.W. Wear prediction for metals. *Tribology International*. 1997. V. 30, Iss. 5. P. 377-383. DOI: 10.1016/S0301-679X(96)00067-9
9. Meng H.C., Ludema K.C. Wear models and predictive equations: their form and content. *Wear*. 1995. V. 181-183, part. 2. P. 443-457. DOI: 10.1016/0043-1648(95)90158-2
10. Archard J.F. Contact and rubbing of flat surfaces. *Journal of Applied Physics*. 1953. V. 24, Iss. 8. P. 981-988. DOI: 10.1063/1.1721448
11. Goryacheva I.G. *Mekhanika friktsionnogo vzaimodeystviya* [Mechanics of frictional interaction]. Moscow: Nauka Publ., 2001. 478 p.
12. Liu C.H., Chen X.Y., Gu J.M., Jiang S.N., Feng Z.L. High-speed wear lifetime analysis of instrument ball bearings. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*. 2009. V. 223, Iss. 3. P. 497-510. DOI: 10.1243/13506501JET496
13. Olofsson U., Andersson S., Björklund S. Simulation of mild wear in boundary lubricated spherical roller thrust bearings. *Wear*. 2000. V. 241, Iss. 2. P. 180-185. DOI: 10.1016/S0043-1648(00)00373-2
14. Olofsson U. Characterisation of wear in boundary lubricated spherical roller thrust bearings. *Wear*. 1997. V. 208, Iss. 1-2. P. 194-203. DOI: 10.1016/S0043-1648(96)07486-8
15. Yu G., Xia W., Song Z., Wu R., Wang S., Yao Y. Wear-life analysis of deep groove ball bearings based on Archard wear theory. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2018. V. 32, Iss. 7. P. 3329-3336. DOI: 10.1007/s12206-018-0635-5
16. Wang X.Y., Zhou C., Ou Y. Experimental analysis of the wear coefficient for the rolling linear guide. *Advances in Mechanical Engineering*. 2019. V. 11, Iss. 1. DOI: 10.1177/1687814018821744
17. Winkler A., Marian M., Tremmel S., Wartzack S. Numerical modeling of wear in a thrust roller bearing under mixed elastohydrodynamic lubrication. *Lubricants*. 2020. V. 8, Iss. 5. P. 58. DOI: 10.3390/lubricants8050058

18. Yang Z., Zhang Y., Zhang K., Li S. Wear analysis of angular contact ball bearing in multiple-bearing spindle system subjected to uncertain initial angular misalignment. *Journal of Tribology*. 2021. V. 143, Iss. 9. DOI: 10.1115/1.4049258

19. Morales-Espejel G.E., Brizmer V. Micropitting modelling in rolling-sliding contacts: application to rolling bearings. *Tribology Transactions*. 2011. V. 54, Iss. 4. P. 625-643. DOI: 10.1080/10402004.2011.587633

20. Laine E., Olver A.V. The Effect of anti-wear additives on fatigue damage. *62nd STLE Annual Meeting (May, 6-10, 2007, Philadelphia, Pennsylvania, USA)*.

21. Pavlov V.G. Operational life of a radial ball bearing determined by the condition of the maximal permissible wear. *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*. 2007. V. 36, Iss. 6. P. 586-594. DOI: 10.3103/S1052618807060155

22. Pavlov V.G. The reasoning of service life calculation is given for journal ball bearing from the position of maximum permissible wear. *Friction & Lubrication in Machines and Mechanisms*. 2007. No. 9. P. 32-39. (In Russ.)

23. Pavlov V.G. Calculation of angular contact ball bearing wear. *Fizika, Khimiya i Mekhanika Tribosistem*. 2011. No. 10. P. 30-36. (In Russ.)

24. Kogaev V.P., Drozdov Yu.N. *Prochnost' i iznosostoykost' detaley mashin* [Strength and wear resistance of machine parts]. Moscow: Vysshaya Shkola Publ., 1991. 319 p.

25. Bamberger E., Harris T., Kacmarsky W., Moyer C., Parker R., Sherlock J., Zaretsky E. Life adjustment factors for ball and roller bearings. *ASME Engineering Design Guide*. New York: ASME, 1971. 34 p.

26. Tallian T.E. The theory of partial elastohydrodynamic contacts. *Wear*. 1972. V. 21, Iss. 1. P. 49-101. DOI: 10.1016/0043-1648(72)90249-9

27. Skurka J.C. Elastohydrodynamic lubrication of roller bearings. *Journal of Lubrication Technology*. 1970. V. 92, Iss. 2. P. 281-288. DOI: 10.1115/1.3451388

28. Williams J.A. Wear modelling: analytical, computational and mapping: a continuum mechanics approach. *Wear*. 1999. V. 225, Iss. 1. P. 1-17. DOI: 10.1016/S0043-1648(99)00060-5

29. Klebanov Ya.M., Murashkin V.V., Polyakov K.A., Danil'chenko A.I. Dynamic loading in high-speed ball bearings. *Russian Engineering Research*. 2018. V. 38, Iss. 2. P. 65-71. DOI: 10.3103/S1068798X18020107

30. JIS/4501. Japanese standards association. Railway rolling stock. Design method for strength of axles. Japanese Industrial Standard Publ., 1995. 11 p.

31. Ferreira J.L.A., Balthazar J.C., Araujo A.P.N. An investigation of rail bearing reliability under real conditions of use. *Engineering Failure Analysis*. 2003. V. 10, Iss. 6. P. 745-758. DOI: 10.1016/S1350-6307(02)00052-3

32. Anisimov P.S., Koturanov V.N., Lukin V.V., Khokhlov A.A., Kobishchanov V.V. *Konstruirovaniye i raschet vagonov* [Design and calculation of wagons]. Moscow: Federal State Educational Institution «Educational And Methodical Center For Education In Railway Transport» Publ., 2011. 688 p.

33. Norms of calculation and design of the Ministry of Railways 1520 mm gauge railway cars (non-self-propelled). Moscow: GosNIIV – VNIIZhT Publ., 1996. 317 p. (In Russ.)

34. Larsson R. EHL film thickness behavior. *Encyclopedia of Tribology / ed. by Q.J. Wang, Y.W. Chung*. Boston: Springer, 2013. P. 817-827. DOI: 10.1007/978-0-387-92897-5_639

ОСОБЕННОСТИ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ ПРОЧНОСТИ ПРИ ДИНАМИЧЕСКОМ НАГРУЖЕНИИ ОБОРУДОВАНИЯ РЕАКТОРНОЙ УСТАНОВКИ

© 2023

- К. А. Лонин** инженер;
АО «ОКБМ Африкантов», г. Нижний Новгород;
lonin_ka@okbm.nnov.ru
- В. А. Панов** доктор технических наук, помощник начальника департамента научно-технического обоснования проектов по направлению прочность и целостность конструкций;
АО «ОКБМ Африкантов», г. Нижний Новгород;
varanov@okbm.nnov.ru
- В. Л. Патрушев** кандидат технических наук, главный специалист;
АО «ОКБМ Африкантов», г. Нижний Новгород;
patrushev@okbm.nnov.ru
- Д. В. Савчук** инженер-конструктор;
АО «ОКБМ Африкантов», г. Нижний Новгород;
savchuk_dv@okbm.nnov.ru
- С. А. Соловьев** кандидат технических наук, начальник бюро
АО «ОКБМ Африкантов», г. Нижний Новгород;
solovev_sa@okbm.nnov.ru

Рассмотрены задачи и подходы к их решению при анализе и обосновании вибропрочности и динамической защищённости механического оборудования (электронасосов, приводов системы управления и защиты) судовой реакторной установки. Актуальность работы определена опытом эксплуатации объектов атомной энергетики. Проведённые работы по созданию цифровых моделей оборудования реакторной установки и расчётное компьютерное моделирование позволило исключить натурный эксперимент по обоснованию сейсмостойкости приводов системы управления и защиты. С целью обоснования вибропрочности и ресурса гидрокамеры главного циркуляционного электронасоса реакторной установки разработана компьютерная модель корпуса реакторной установки с электронасосом, проведено расчётно-экспериментальное исследование их вибрационного состояния. Также проведено расчётно-экспериментальное исследование вибрационного состояния приводов системы управления и защиты.

Вибропрочность; динамическое воздействие; расчётное компьютерное моделирование; реакторная установка; привод системы управления и защиты; численный эксперимент; электронасос

Цитирование: Лонин К.А., Панов В.А., Патрушев В.Л., Савчук Д.В., Соловьев С.А. Особенности решения задач прочности при динамическом нагружении оборудования реакторной установки // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2023. Т. 22, № 2. С. 57-66.
DOI: 10.18287/2541-7533-2023-22-2-57-66

Введение

Одним из приоритетов работ, выполняемых АО «ОКБМ Африкантов», является обеспечение безопасности проектируемых изделий для реакторных установок (РУ), которая представляет собой сложную конструкцию, состоящую из множества отдельных сборочных единиц оборудования и трубопроводов, блоков биологической защиты и теплоизоляции (рис. 1). Конструкция РУ в целом и отдельное оборудование кроме весовой нагрузки подвергается воздействию давления среды, значительных перепадов температур, вибрации и возможных внешних динамических воздействий (землетрясение, падение летательных аппаратов, воздушная ударная волна, столкновение судов и т.д.).

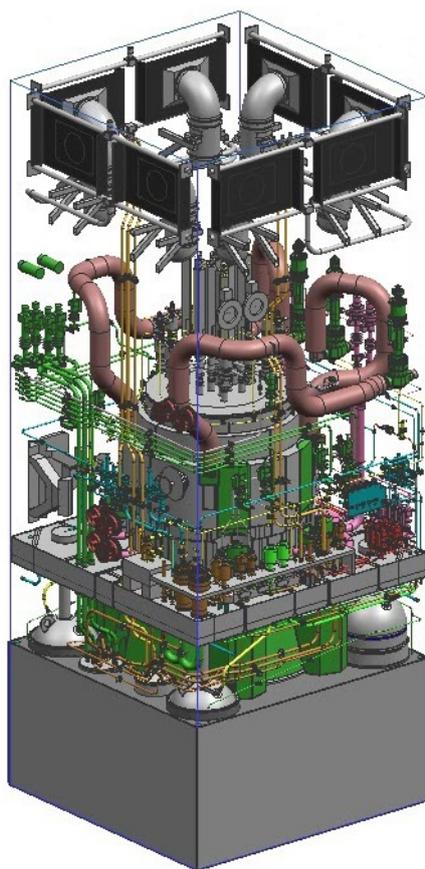


Рис. 1. Общий вид реакторной установки

Механические динамические процессы в реальных конструкциях РУ (элементах реактора, электронасосов, приводов системы управления и защиты (СУЗ) и др.) при их эксплуатации связаны с вибрациями, возникающими как в результате работы основного оборудования, так и обусловленных частотами вращения роторных систем, гребных винтов ледоколов, особенно при прохождении «тяжёлых» льдов.

При аварийных ситуациях рассматриваются внешние динамические воздействия природного и техногенного характера. Рассмотрение таких воздействий на оборудование РУ является особым классом задач, в которых целостность элементов РУ должна оцениваться на основе анализа динамических характеристик, расчёта динамики и упругопластического расчёта напряженно-деформированного состояния с использованием адекватных моделей деформирования конструкционных материалов, современных критериев прочности.

Обоснование прочности оборудования и трубопроводов РУ проводится в обеспечение требований норм расчёта на прочность ПНАЭ Г-7-002-86 и норм проектирования сейсмостойких атомных станций НП-031-01. При проектировании судовых РУ учитываются требования норм расчёта на прочность НП-054 и Морского Регистра.

Сложность, а порой и невозможность реализации экспериментов на физических моделях и натуральных объектах с учётом всех факторов нагружения, включая аварийные ситуации, их значительная стоимость и сокращение сроков разработки проектов выдвигают на первый план компьютерные методы расчётного виртуального моделирования. Также актуальной является разработка «цифровых двойников» оборудования и РУ с целью прогнозирования, в частности, остаточного ресурса и возможности продления эксплуатации оборудования РУ.

Компьютерное моделирование с использованием трёхмерных моделей РУ на этапе проектирования позволяет выявлять «узкие» места конструкции и «перезапасы», проводить оптимизацию элементов РУ для снижения материалоёмкости изделия, снижения повреждённости элементов РУ и улучшения эксплуатационных свойств оборудования в целом. Полученные решения позволяют делать заключения о необходимости и целесообразности тех или иных экспериментальных исследований, а также оценить последствия динамических воздействий на РУ. Разработка трёхмерной расчётной модели реакторной установки проводится по определённой технологии в рамках разработанной концепции моделирования.

Расчётный анализ напряжённо-деформированного состояния (НДС) проводится с использованием верифицированных программных средств (ПС). Требования по верификации и аттестации ПС обусловлены действующими в РФ федеральными нормами и правилами в области использования атомной энергии. Целью аттестации является оценка применимости программного средства (т.е. обоснованности применения) в соответствующей области исследования. Результаты аттестации учитываются при проведении экспертизы материалов по обоснованию безопасности объектов использования атомной энергии в рамках процедур лицензирования.

Цели и задачи

Целью проведённых работ явилось расчётно-экспериментальное обоснование вибропрочности и ударостойкости (сейсмостойкости) элементов приводов СУЗ, обоснование вибропрочности гидрокамеры (ГК) главного циркуляционного электронасоса (ЦНПК) РУ универсального атомного ледокола (УАЛ).

Анализ динамической прочности сводится к решению следующих задач:

- разработка концептуального подхода к компьютерному моделированию РУ;
- разработка компьютерных расчётных моделей оборудования и модели РУ, отражающей реальную компоновку;
- идентификация параметров расчётной модели по результатам экспериментов;
- выполнение расчётного моделирования в обоснование динамической прочности оборудования с учётом эксплуатационных воздействий;
- анализ напряжённо-деформированного состояния и оценка вибропрочности, сейсмостойкости и ударостойкости согласно требованиям норм расчёта на прочность;
- определение усилий, приходящих на элементы крепления оборудования (амплитудно-временная характеристика);
- определение ускорений, приходящих на отдельное оборудование (амплитудно-временная характеристика);
- определение перемещений отдельного оборудования (амплитудно-временная характеристика);
- анализ собственных частот колебаний и частотного отклика элементов оборудования (амплитудно-частотная и фазово-частотная характеристики);
- верификация расчётных моделей на основе экспериментальных данных.

Анализ напряжённо-деформированного состояния проводится с учётом возникновения в конструкции предельных состояний. Первое предельное состояние характеризуется достижением в наиболее напряжённых областях конструкции заданной пластической деформации (кратковременное разрушение: вязкое или хрупкое). Второе предельное состояние характеризуется достижением линейных или угловых перемещений, при которых может произойти нарушение работоспособности конструкции. Третье предельное состояние характеризуется возникновением макротрещин при циклическом нагружении.

Описание концепции моделирования

Исходя из комплекса решаемых задач, концепция моделирования может быть представлена в двух направлениях (рис. 2):

– моделирование в «большом» – моделирование РУ в целом с использованием моделей отдельного оборудования, трубопроводов и блоков оборудования. В результате определяется напряжённно-деформированное состояние основного оборудования и несущих элементов, а также нагрузки, действующей на отдельное оборудование;

– моделирование в «малом» – моделирование отдельных компонентов РУ с использованием моделей отдельных деталей, сборочных единиц с элементами крепления и т.п. Исходными данными для расчётного моделирования являются нагрузки, действующие на узлы крепления.

Отличие будет состоять в объёме и детализации проработок конструкторской и расчётной геометрических моделей, объёме получаемых данных, использовании различных мощностей ЭВМ, типах конечных элементов, используемых расчётных программ, временных затратах на разработку геометрических и расчётных моделей, различном времени для проведения расчёта и для анализа полученных данных.

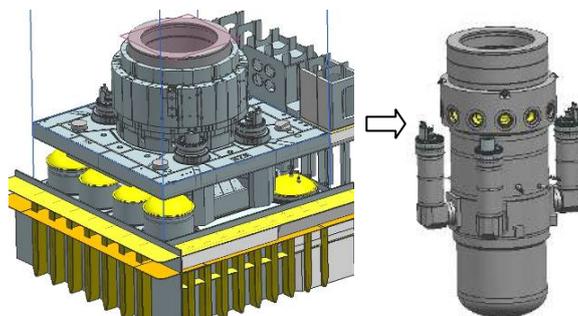


Рис. 2. Схема концепции моделирования

Особенности разработки компьютерной расчётной модели

Использование метода конечных элементов почти всегда вносит некоторые упрощения по отношению к реальному объекту. В связи с этим решающим этапом анализа является этап определения необходимых упрощений при построении модели, решении и обработке результатов. Поскольку метод конечных элементов является численным методом, то точность получаемых результатов зависит от типа, размеров и размещения конечных элементов. Использование моделей с крупной сеткой в общем случае, например, даёт результаты, заниженные примерно на 20...40% по сравнению с действительными значениями. Уменьшение размеров элемента до приемлемого уровня обеспечивает нужную детализацию расчётной модели и получение более достоверных результатов. Однако использование конечных элементов более высокого порядка и уменьшение длины грани элемента не всегда приводит к увеличению точности получаемых результатов, а в некоторых случаях является нерациональным.

Оптимизация конечно-элементной сетки необходима ввиду того, что расчётная модель РУ имеет большое количество объёмов (элементов, узлов), а сам динамический расчёт РУ с учётом задания упругопластических свойств конструкционных материалов и наличия условий контактного взаимодействия элементов, предполагает многоитерационные решения.

Суть оптимизации конечно-элементной сетки заключается в выборе типа элемента (восьмиузловой, шестнадцатиузловой и т.п.), вида элемента (гекса-, тетра-), минимизации размера сетки (количество элементов, узлов) без потери точности в результатах расчёта в общем по конструкции и, в том числе, в местах концентрации напряжений.

Особенности расчётного моделирования при динамическом воздействии

Имеются существенные различия между явлением разрушения при импульсных нагрузках и явлением разрушения при статических нагрузках. При статических нагрузках напряжения и деформации распределены по всему нагруженному телу, так что каждая часть тела имеет возможность принимать участие в инициировании разрушения. Если разрушение началось от статической нагрузки, то важную роль начинают играть концентрации напряжений, вызываемые распространением разрушения (образованием трещины). При импульсивных нагрузках могут существовать очень локализованные переходные напряжения и деформации, так что в этом случае разрушения могут возникнуть в одной части образца совершенно независимо от того, что происходит в другой части. Напряжённое состояние в импульсивно нагруженном теле может изменяться так быстро, что возникающие при этом разрушения не успеют ещё распространиться, а распределение напряжений уже изменится [1].

Влияние ударного действия нагрузки на величину деформации или нагружения при анализе принято оценивать коэффициентом динамичности [2].

Несмотря на кажущуюся простоту решения с использованием современных численных методов и использованием супер-ЭВМ, следует понимать, что математические модели объективно не могут точно отразить все условия реализации динамических процессов сложного уникального объекта РУ. Степень совпадения расчётных и экспериментальных результатов зависит от точности измерительной аппаратуры, применяемой в эксперименте, характеристик шумов в объекте исследования, а также от того, насколько точно выполняются допущения, на основе которых разработана расчётная модель и насколько точно соответствуют реальным значениям параметры и исходные условия, задаваемые в расчётной модели. Чтобы исключить хотя бы часть возможных причин различий результатов расчётов и экспериментов, необходимо предварительно провести технически возможные специальные эксперименты по идентификации параметров расчётной модели.

Такие эксперименты по подтверждению вибрационных характеристик проведены на этапе изготовления и монтажа рассматриваемого оборудования РУ: приводы стержневой системы управления и защиты; корпус РУ; электронасосы первого контура на этапах изготовления, монтажа, швартовых испытаний УАЛ.

Расчётно-экспериментальное обоснование сейсмостойкости приводов системы управления и защиты

Целью проведённой работы являлось расчётное обоснование сейсмостойкости комплекта приводов СУЗ (рис. 3) и анализ возможности исключения изготовления опытных образцов приводов СУЗ РУ РИТМ-200 для испытаний на ударостойкость.

С использованием современных САД и САЕ программ на базе конструкторских моделей разработаны расчётные компьютерные модели приводов СУЗ РУ РИТМ-200. Для верификации методики разработки расчётных моделей использованы данные испытаний прототипов приводов СУЗ, проведённые на копре К-4000 и вибростенде.

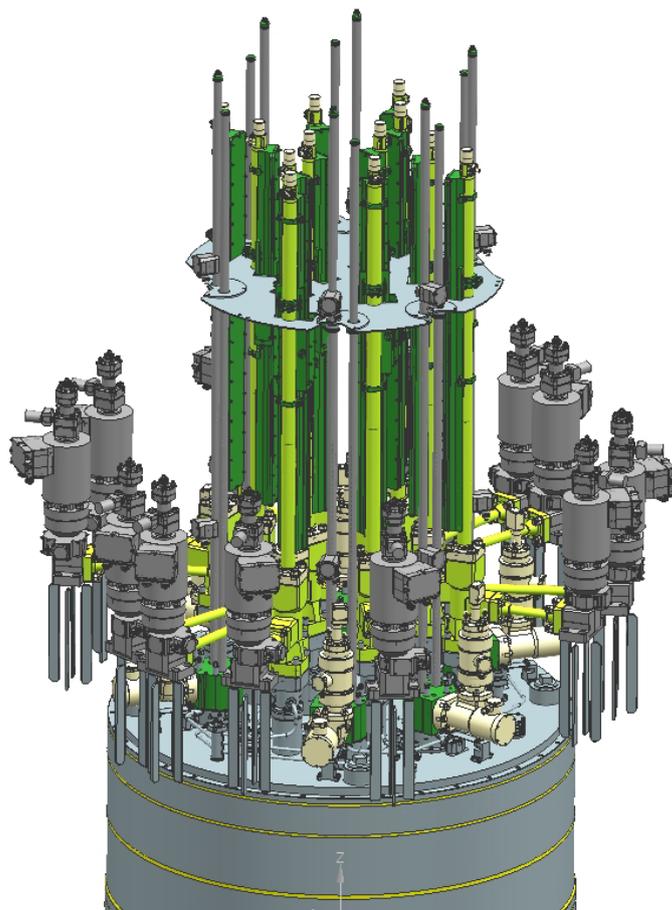


Рис. 3. Геометрическая модель приводов системы управления и защиты

В процессе испытаний приводов СУЗ контролировались и измерялись параметры: амплитуда и длительность воздействия; наличие механических повреждений и разрушений; перемещение (проседание в момент удара) рейки с грузом – имитатором рабочего органа.

В ходе экспериментов были определены формы собственных колебаний и значения собственных частот. Анализ экспериментальных данных и результатов расчёта при принятых условиях моделирования элементов привода ГК показал идентичность собственных форм колебаний привода и модели привода ГК. Проведённые расчёты при моделировании динамических воздействий с использованием расчётной модели приводов СУЗ показали удовлетворительное совпадение расчётных и экспериментальных данных.

С использованием верифицированных моделей отдельных приводов СУЗ разработана расчётная модель комплекта приводов РИТМ-200 УАЛ (рис. 4), учитывающая конструктивные особенности компоновки на крышке парогенерирующего блока (ПГБ).

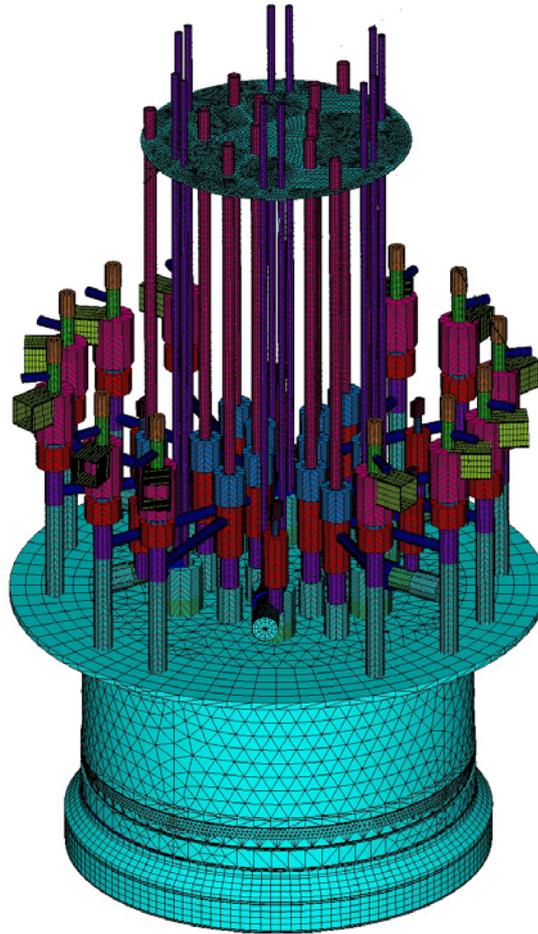


Рис. 4. Расчётная модель комплекта приводов

С использованием разработанных моделей проведён численный эксперимент, по результатам которого обоснована сейсмостойкость приводов СУЗ РУ РИТМ-200. Определена возможность исключения изготовления опытных образцов приводов СУЗ РУ РИТМ-200 для испытаний на сейсмическое воздействие.

Расчётно-экспериментальное обоснование вибропрочности гидрокамеры главного циркуляционного электронасоса

Объектом исследования явилась ГК ЦНПК парогенерирующего блока (рис. 5). При работе ЦНПК возможны резонансные явления, обусловленные совпадением собственных частот колебаний гидрокамеры с частотами вращения ротора ЦНПК.

Целью работы являлось расчётно-экспериментальное исследование вибрационных характеристик гидрокамеры ЦНПК при вращении ротора в рабочем диапазоне частот электронасоса и обоснование вибропрочности ПГБ.

Одним из безусловных требований обеспечения вибропрочности оборудования является отстройка собственных частот колебаний от дискретных частот детерминированного возбуждения (ПНАЭ-Г-7-002-86 и НП-054-04).

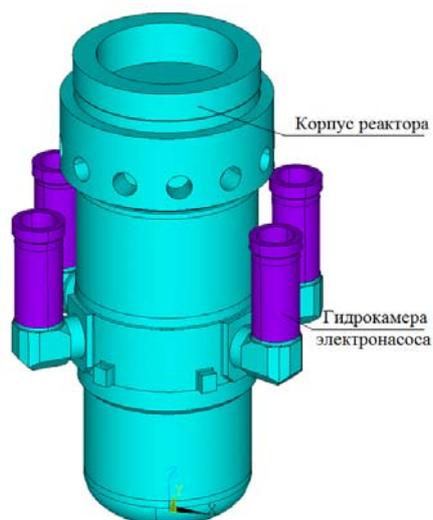


Рис. 5. Общий вид расчётной модели парогенерирующего блока

Условие отстройки собственных частот для первых трёх форм колебаний элементов конструкции в каждой плоскости регламентировано нормами ПНАЭ-Г-7-002-86:

$$f_i/\omega \geq 1,3 \text{ и } f_i/\omega \leq 0,7,$$

где f_i – собственная частота колебаний по i -й моде ($i = 1, 2, 3$); ω – частота возбуждения.

В случае невозможности выполнения требований данных условий необходимо показать, что уровни вибрации элементов конструкции находятся в допустимых пределах, что должно подтверждаться расчётом вынужденных колебаний и экспериментальными исследованиями (определяются вибронпряжения и виброперемещения).

Полученные расчётом или экспериментом напряжения от высокочастотного нагружения должны учитываться в расчётах на циклическую прочность. При этом особо обращается внимание на те случаи, когда низкочастотные циклические напряжения, связанные с пуском, остановкой, изменением мощности, срабатыванием аварийной защиты и др., сопровождаются наложением высокочастотных колебаний амплитуды напряжений, что может приводить к значительному росту повреждённости материала элемента конструкции.

Для проведения расчётного исследования вибрационных характеристик гидрокамеры ЦНПК разработана расчётная конечно-элементная модель ПГБ, учитывающая его массовые и инерционные характеристики. По результатам модального анализа определено, что собственные частоты гидрокамеры находятся близко к рабочему диапазону частот вращения ротора ЦНПК.

В качестве основной причины вибрационного возбуждения со стороны ЦНПК принимается дисбаланс ротора. Максимальный уровень возбуждения соответствует максимальной частоте вращения ротора. Допустимый дисбаланс определён по ГОСТ 1940-1-2007 и принимается при проведении расчётов в качестве исходных данных.

В результате численного анализа вибрационного состояния гидрокамеры ЦНПК определён один из параметров вибрации – виброскорость ГК ЦНПК (рис. 6), которая находится в допустимых пределах. Для уточнения вибрационных характеристик состояния ГК ЦНПК на этапе монтажа ПГБ были проведены эксперименты по исследованию его вибрационного состояния с использованием имитатора вибрационного воздействия.

По результатам измерений определены собственные частоты колебаний ГК ПГБ, которые были использованы при верификации расчётной модели ПГБ. На этапе швартовых испытаний проведённые замеры на ЦНПК показали отсутствие резонансов и превышение установленных пределов по вибрации.

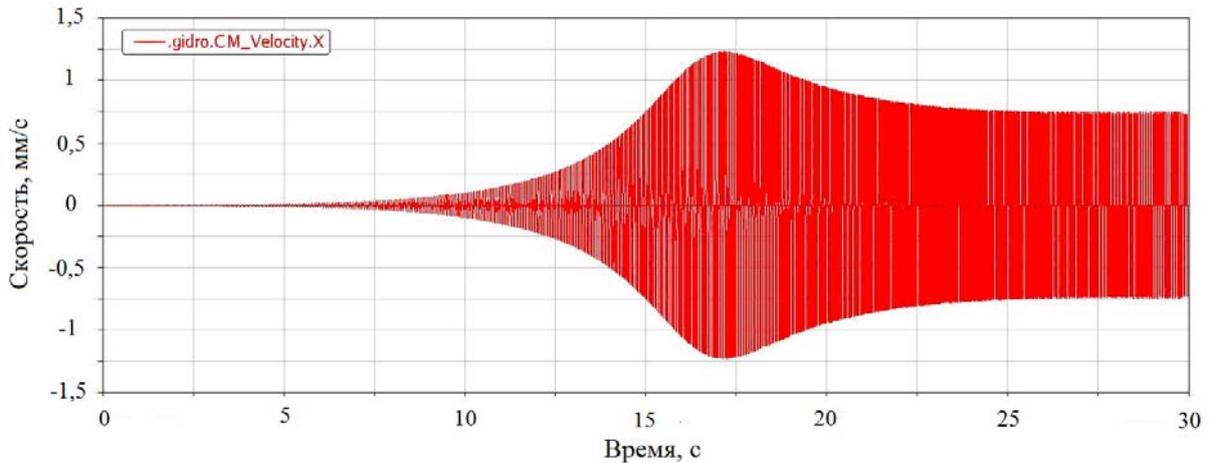


Рис. 6. Результаты расчётов вибропрочности гидрокамеры

Заключение

Расчётно-экспериментальное исследование и прогнозирование поведения элементов конструкций РУ при эксплуатации в условиях динамического нагружения является важным этапом работ при оценке их прочности, работоспособности и обоснования безопасности РУ в целом.

Использование отработанных методик и верифицированных расчётных моделей оборудования позволяет:

- выявлять на этапе проектирования конструктивные узлы и элементы, определяющие вибрационное состояние и динамическую защищённость оборудования РУ и разрабатывать конструктивные решения и мероприятия по обеспечению их вибропрочности и ударостойкости (сейсмостойкости);
- по результатам численного компьютерного моделирования исключать часть экспериментальных исследований, обосновывающих несущую способность оборудования РУ;
- снижать время на проектирование оборудования.

Библиографический список

1. Райнхарт Дж.С., Пирсон Дж. Поведение металлов при импульсивных нагрузках. М.: Издательство иностранной литературы, 1958. 296 с.
2. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. Справочник по сопротивлению материалов. Киев: Наукова думка, 1975. 704 с.

SPECIAL FEATURES OF ASSESSING THE STRENGTH OF NUCLEAR REACTOR EQUIPMENT UNDER DYNAMIC LOADS

© 2023

- K. A. Lonin** Engineer;
JSC “Afrikantov Experimental Design Bureau of Machine Building”,
Nizhny Novgorod, Russian Federation;
lonin_ka@okbm.nnov.ru
- V. A. Panov** Doctor of Science (Engineering), Assistant Head of Department,
JSC “Afrikantov Experimental Design Bureau of Machine Building”,
Nizhny Novgorod, Russian Federation;
vapanov@okbm.nnov.ru
- V. L. Patrushev** Candidate of Science (Engineering), Main Specialist;
JSC “Afrikantov Experimental Design Bureau of Machine Building”,
Nizhny Novgorod, Russian Federation;
patrushev_vl@okbm.nnov.ru
- D. V. Savchuk** Design Engineer;
JSC “Afrikantov Experimental Design Bureau of Machine Building”,
Nizhny Novgorod, Russian Federation;
savchuk_dv@okbm.nnov.ru
- S. A. Soloviev** Candidate of Science (Engineering), Head of Bureau,
JSC “Afrikantov Experimental Design Bureau of Machine Building”,
Nizhny Novgorod, Russian Federation;
solovev_sa@okbm.nnov.ru

The paper presents tasks and approaches to their solutions in assessing vibration strength and dynamic safety of marine reactor equipment (for example: pumps, control driven rod mechanisms). The topicality of this work is determined by the experience of operating nuclear power plants. Development of digital computation models and computational analysis allowed us to exclude experimental validation of control driven rod mechanisms’ seismic resistance. A digital computational model was developed for validating the dynamic safety and life time of the seal pot of the reactor facility main circulation pump. The model included the main circulation pump and the framework of the reactor facility. Computational and experimental analysis of the vibration state of the control and protection system drives was also carried out.

Vibration strength; dynamic effect; computer simulation; reactor facility; control and protection system drives; numerical experiment; electric pump

Citation: Lonin K.A., Panov V.A., Patrushev V.L., Savchuk D.V., Soloviev S.A. Special features of assessing the strength of nuclear reactor equipment under dynamic loads. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2023. V. 22, no. 2. P. 57-66. DOI: 10.18287/2541-7533-2023-22-2-57-66

References

1. Rinehart J.S., Pearson J. Behavior of metals under impulsive loads. Cleveland, Ohio: American Society for Metals, 1954. 256 p.
2. Pisarenko G.S., Yakovlev A.P., Matveev V.V. *Spravochnik po soprotivleniyu materialov* [Reference book on resistance of materials]. Kiev: Naukova Dumka Publ., 1975. 704 p.

МЕТОДИКА ИНДИВИДУАЛЬНОГО ПОДБОРА ДЕТАЛЕЙ ДЛЯ СЕЛЕКТИВНОЙ СБОРКИ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИХ СЕРВОПРИВОДОВ

© 2023

- А. В. Медведев** инженер-конструктор;
Конструкторское бюро «Арматура» – филиал акционерного общества
«Государственный космический научно-производственный центр
имени М.В. Хруничева», г. Ковров;
mavrich@mail.ru
- Е. М. Халатов** доктор технических наук, профессор кафедры «Гидропневмоавтоматика
и гидропривод»;
Ковровская государственная технологическая академия
имени В.А. Дегтярева, г. Ковров;
halatov@dksta.ru

Представлена методика подбора деталей и сборочных единиц (далее кратко – деталей) в комплекты для сборки партии электрогидравлических сервоприводов, исходя из измеренных (индивидуальных) механических и гидравлических характеристик деталей. Описан подготовительный этап: построение математической модели изделия, определение параметров деталей и регулировок, которые оказывают наибольшее влияние на параметры готовых изделий, формирование системы оценки качества изделий в партии, математическая формулировка задачи подбора деталей. Задача подбора деталей сформулирована как задача о назначениях в максиминной постановке. Представлен детерминированный алгоритм решения задачи, построенный на основе метода ветвей и границ и учитывающий то, что в процессе сборки приводов выполняются регулировки. Существенное сокращение количества шагов (итераций) при поиске оптимального распределения деталей по сборочным комплектам достигается за счёт выбранной математической формулировки задачи, а также за счёт выбранной стратегии подбора деталей в очередной сборочный комплект. Предложено в сборочные комплекты в первую очередь вовлекать «наиболее проблемные» детали, параметры которых не позволяют получить комплект, прогнозируемый показатель качества которого будет выше определённой величины. При этом негативное влияние этих деталей на параметры изделия компенсируется за счёт сочетания их в одном сборочном комплекте с прочими деталями. Показаны результаты математического моделирования сборки 992 приводов при случайном формировании сборочных комплектов и при индивидуальном подборе деталей. Моделирование показывает, что в результате внедрения индивидуального подбора деталей в соответствии с описанной методикой можно ожидать существенного сокращения разброса параметров готовых изделий в пределах партий, а также улучшения эксплуатационных качеств изделий. Представленная методика индивидуального подбора деталей может быть применена при сборке различных изделий.

Селективная сборка; сборочный комплект; подбор деталей; математическое моделирование; оптимизация

Цитирование: Медведев А.В., Халатов Е.М. Методика индивидуального подбора деталей для селективной сборки электрогидравлических сервоприводов // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2023. Т. 22, № 2. С. 67-78. DOI: 10.18287/2541-7533-2023-22-2-67-78

Индивидуальный подбор деталей и сборочных единиц (кратко – деталей) как метод селективной сборки изделий предназначен для уменьшения разброса параметров изделий, собираемых из деталей, для которых установлены широкие поля допусков на значения отдельных параметров [1]. Согласно методу детали подбираются в сборочные комплекты исходя из измеренных (индивидуальных) значений их параметров так, что если отклонения параметров какой-либо детали от номинальных значений оказывают негативное влияние на параметры изделия, то они компенсируются за счёт параметров прочих деталей комплекта. Индивидуальный подбор деталей особо эффективен при

сборке сложных электрогидравлических устройств, параметры которых существенно зависят от механических и гидравлических характеристик деталей, на которые оказывает влияние большое количество производственных факторов, и не всегда возможно организовать изготовление составляющих деталей с достаточно малым разбросом таких характеристик.

Задачу распределения деталей по сборочным комплектам для сборки партии изделий на примере деталей двух типов, условно «валов» и «втулок», математически можно сформулировать как классическую двухиндексную задачу о назначениях [2]:

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^M \sum_{j=1}^M L_{ij} d_{ij} \rightarrow \min; \\ \sum_{i=1}^M d_{ij} = 1, j = \overline{1, M}; \sum_{j=1}^M d_{ij} = 1, i = \overline{1, M}; \\ d_{ij} = \{1, 0\}, i = \overline{1, M}, j = \overline{1, M}, \end{cases} \quad (1)$$

где L_{ij} – показатель, характеризующий «потерю качества» изделия, собираемого из комплекта, в который входят i -й по порядку «вал» и j -я по порядку «втулка»; d_{ij} – элемент матрицы $\|d_{ij}\|$, который принимает значение 1, если i -й по порядку «вал» и j -я по порядку «втулка» подобраны в один комплект, принимает значение 0, если хотя бы одна из этих деталей подобрана в другой комплект. При решении задачи требуется найти матрицу $\|d_{ij}\|$, описывающую распределение деталей по сборочным комплектам.

Однако наибольшее практическое значение имеет задача подбора в комплекты трёх и более деталей. Такая задача о назначениях называется многоиндексной. Известные алгоритмы точного решения классической многоиндексной задачи о назначениях требуют большого количества вычислений. Поэтому чаще всего для индивидуального подбора деталей в сборочные комплекты используют эвристические алгоритмы [3; 4], разработанные для строго определённых изделий, алгоритмы с элементами случайного поиска [5 – 7]. И те и другие алгоритмы дают приближенное решение задачи типа (1). В литературе не представлено универсальной и отработанной методики индивидуального подбора деталей для сборки партии изделий путём оптимального распределения деталей по сборочным комплектам, которая могла бы найти широкое применение при сборке различных изделий.

Рассмотрим методику индивидуального подбора деталей для сборки партии изделий, основанную на решении задачи о назначениях, которая была опробована при сборке электрогидравлических сервоприводов ракетно-космической техники (далее – ЭГС, привод), продемонстрировала эффективность и может найти широкое применение при сборке различных изделий.

В качестве объекта сборки рассмотрим ЭГС, принципиальная схема которого показана на рис. 1. Привод предназначен для перемещения инерционного объекта на расстояние, пропорциональное входному электрическому сигналу, с требуемой динамической и статической точностью при воздействии различных нагрузок. Укрупнённо привод включает в себя: двухкаскадный электрогидравлический усилитель (ЭГУ), силовой гидроцилиндр, механизм обратной связи.

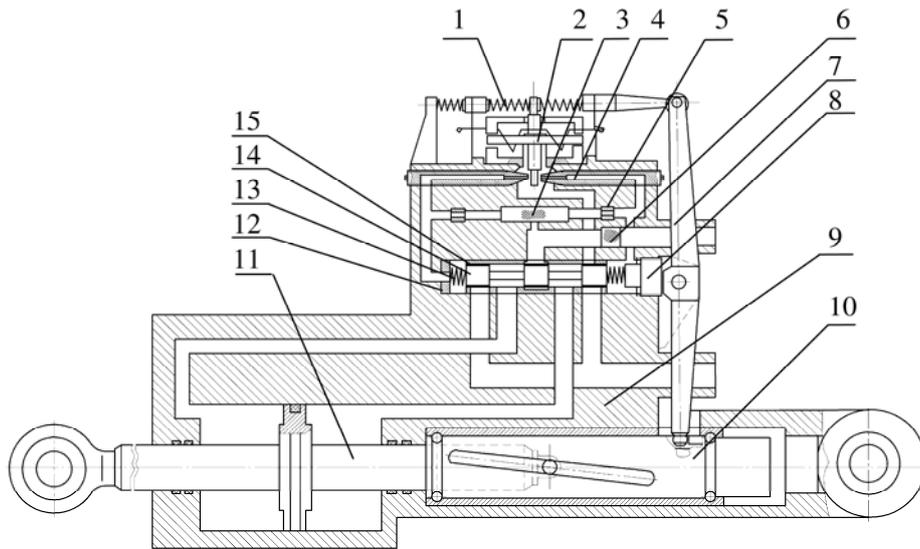


Рис. 1. Принципиальная схема привода:

- 1 – позиционная пружина; 2 – электромеханический преобразователь; 3 – фильтр; 4 – сопло;
5 – дроссель; 6 – фильтр; 7 – рычаг; 8 – пробка; 9 – корпус; 10 – поворотный механизм;
11 – шток-поршень; 12 – шайба; 13 – пружина; 14 – золотник; 15 – гильза

Первый каскад ЭГУ образуют электромеханический преобразователь (ЭМП) 2 и гидравлический мост, включающий в себя дроссели 5, сопла 4 и заслонку ЭМП. В линии питания первого каскада ЭГУ установлен фильтр 3. Второй каскад ЭГУ образуют золотник 14, гильза 15 и пружины 13. Нейтральное положение золотника в гильзе устанавливается с помощью регулировочной шайбы 12 и резьбовой пробки 8. Корпус ЭГУ совмещён с корпусом силового гидроцилиндра. Силовой гидроцилиндр включает в себя корпус 9, шток-поршень 11, фильтр 6. Механизм обратной связи включает в себя поворотный механизм 10, рычаг 7 и пружины 1.

Для организации индивидуального подбора деталей в сборочные комплекты, в первую очередь, необходимо:

- 1) выделить управляемые параметры изделия, на значения которых будет оказываться воздействие путём подбора деталей в комплекты;
- 2) определить какие детали будут подбираться в комплекты, какие параметры деталей при этом надо учитывать;
- 3) если изделие имеет места регулировки, то важно определить, позволяют ли они полностью компенсировать отклонения параметров деталей.

В ходе такого анализа задачи необходимо также среди всех параметров изделий выделить:

- 1) параметры изделия, по значениям которых контролируется качество сборки: при качественной сборке значения этих параметров не выходят за допустимые границы, возможное изменение их значений не рассматривается потребителем как повышение эксплуатационных качеств изделия;
- 2) параметры изделия, значения которых находятся в допустимых границах при любых сочетаниях параметров составляющих деталей, но возможное изменение их значений значимо для потребителя и рассматривается им как повышение эксплуатационных качеств изделия;
- 3) параметры изделия, значения которых при произвольном сочетании деталей могут выходить за пределы поля допуска.

В качестве управляемых параметров нужно выбирать параметры второй и третьей группы. Выбранные параметры изделия должны быть связаны через параметры подбираемых деталей и быть конкурирующими, когда воздействие на один параметр с целью улучшения его значения приводит к негативному изменению значения другого параметра изделия. В противном случае задачу можно упростить:

1) если параметры изделия зависят от параметров непересекающихся групп деталей – исходную задачу можно разбить на меньшие независимые задачи;

2) если значения двух параметров изделия одинаковым образом откликаются на изменение параметров одних и тех же деталей – имеет смысл выбрать в качестве управляемого тот параметр, к которому предъявляются более жёсткие требования.

Описанные выше действия направлены на максимальное упрощение задачи распределения деталей по сборочным комплектам за счёт сокращения количества управляемых параметров изделий, количества подбираемых деталей и учитываемых при этом регулировок. Анализ процесса сборки ЭГС и выражений, связывающих параметры деталей и параметры изделия, показал, что в ходе сборки необходимо обеспечить выполнение требований более чем к 14 параметрам промежуточных сборок и изделия в целом (9 из них – параметры готового изделия). Конструкция изделия имеет 4 места регулировки, однако данные регулировки позволяют лишь частично компенсировать отклонения параметров деталей от номинальных значений, придавая процессу сборки трудоёмкий итерационный характер [8]. В качестве управляемых параметров ЭГС были выбраны точки амплитудно-частотной (АЧХ) и фазочастотной характеристики (ФЧХ) системы «привод – стенд», имитирующей перемещаемый инерционный объект и упругость крепления привода:

– максимальная относительная амплитуда колебаний инерционного объекта в диапазоне частот управляющего сигнала до 10 Гц;

– фазовые запаздывания перемещения инерционного объекта при частотах управляющего сигнала 1, 2, 3, 4 и 5 Гц. К данным параметрам ЭГС предъявляются следующие требования:

1) максимальная относительная амплитуда колебаний инерционного объекта в диапазоне частот управляющего сигнала до 10 Гц должна быть не более A_{\max} ;

2) фазовые запаздывания перемещения инерционного объекта при частотах управляющего сигнала 1, 2, 3, 4 и 5 Гц должны быть не более $\varphi_{1\max}$, $\varphi_{2\max}$, $\varphi_{3\max}$, $\varphi_{4\max}$ и $\varphi_{5\max}$ соответственно. На АЧХ и ФЧХ системы «привод – стенд» существенно влияют две регулировки: изменение расстояний между соплами и заслонкой ЭМП при нейтральном положении заслонки и изменение жёсткости пружин под торцами золотника (подбор пружин необходимой жёсткости из набора), причём по-разному на отдельные участки характеристики.

АЧХ и ФЧХ системы «привод – стенд» для опытного образца рассматриваемого ЭГС, накладываемые на АЧХ и ФЧХ ограничения и влияние регулировок на характеристики показаны на рис. 2. В качестве деталей, параметры которых существенно влияют на АЧХ и ФЧХ системы «привод – стенд», были выделены:

– ЭМП и его следующие параметры: коэффициент усиления по току и жёсткость механической характеристики, поперечная жёсткость трубчатой пружины;

– сопла ЭГУ и их параметры: удельная проводимость элемента сопло-заслонка, коэффициент чувствительности удельной проводимости элемента сопло-заслонка к изменению расстояния между соплом и плоскостью, диаметр отверстия сопла;

– дроссели ЭГУ и их гидравлические сопротивления;

– золотниковая пара (золотник с гильзой) и удельная проводимость окон золотниковой пары.

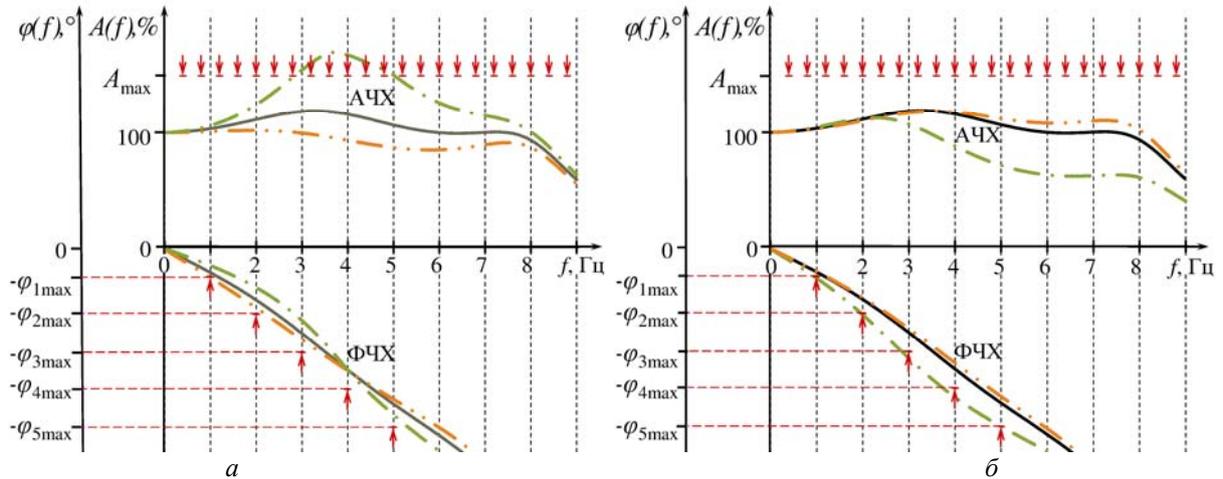


Рис. 2. АЧХ и ФЧХ опытного образца ЭГС при изменении жёсткости пружин под торцами золотника (а) и расстояния между соплами и заслонкой ЭМП (б):

- АЧХ и ФЧХ собранного и отрегулированного привода;
- - - АЧХ и ФЧХ при установке минимального значения параметра регулировки;
- · · АЧХ и ФЧХ при установке максимального значения параметра регулировки

Очевидно сопла и дроссели ЭГУ должны подбираться в сборочные комплекты парами, когда у обоих сопел или дросселей в паре близкие параметры. Для сборки партии из M ЭГС должно быть изготовлено минимум M ЭМП, M пар сопел и дросселей, а также M золотниковых пар. Имеется по M деталей четырёх типов, из которых должна быть собрана партия ЭГС, отвечающая какому-либо критерию. Можно показать, что в таком случае существует $(M!)^3$ вариантов распределения деталей по сборочным комплектам, при реализации каждого из которых будет получена партия ЭГС с уникальным набором параметров.

Для оценки возможности сборки изделий из подобранных деталей была принята система показателей качества сборочных комплектов, рассчитываемых на основе прогнозируемых значений параметров изделий, получаемых из этих комплектов [9]. Единичный показатель качества q^k сборочного комплекта по значению k -го параметра изделия было принято рассчитывать как отношение прогнозируемого запаса по значению параметра Δz_{np}^k к желаемому запасу по значению этого параметра $\Delta z_{жс}^k$:

$$q^k = \Delta z_{np}^k / \Delta z_{жс}^k, \quad (2)$$

где под запасом Δz^k по значению параметра понимается величина, характеризующая насколько значение z^k k -го параметра изделия удалено от предельно допустимых значений (границ поля допуска) $\{z_{min}^k; z_{max}^k\}$:

$$\Delta z^k = \min \{z_{max}^k - z^k; z^k - z_{min}^k\}.$$

Желаемые запасы по значению того или иного параметра можно назначать исходя из опыта сборки изделий как максимальные практически достижимые запасы по значениям параметров или, исходя из погрешности прогноза характеристик собираемых из-

делий, пропорционально среднеквадратическому отклонению случайной составляющей ошибки прогноза.

Единичные показатели качества для ЭГС были назначены следующим образом: q^1 – характеризует запас по значению максимальной относительной амплитуды колебаний инерционного объекта; $q^2 - q^6$ – характеризуют запасы по значениям фазовых запаздываний перемещения инерционного объекта при частотах управляющего сигнала от 1 до 5 Гц. Обобщённый показатель качества Q сборочного комплекта по K ($K=6$) единичным показателям было принято рассчитывать как:

$$Q = \min \{q^1; q^2; \dots; q^K\}. \quad (3)$$

Принятая система показателей качества сборочных комплектов обуславливает математическую формулировку задачи распределения деталей по сборочным комплектам в виде максиминной задачи о назначениях. Учитывая возможные значения обобщённых показателей качества сборочных комплектов, задачу распределения четырёх типов деталей по сборочным комплектам для сборки партии из M ЭГС математически можно сформулировать как:

$$\left\{ \begin{array}{l} \min_{i,j,k,l: d_{ijkl}=1} \{Q_{ijkl}\} \rightarrow \max; \\ \sum_{j=1}^M \sum_{k=1}^M \sum_{l=1}^M d_{ijkl} = 1, \quad i = \overline{1, M}; \quad \sum_{i=1}^M \sum_{k=1}^M \sum_{l=1}^M d_{ijkl} = 1, \quad j = \overline{1, M}; \\ \sum_{i=1}^M \sum_{j=1}^M \sum_{l=1}^M d_{ijkl} = 1, \quad k = \overline{1, M}; \quad \sum_{i=1}^M \sum_{j=1}^M \sum_{k=1}^M d_{ijkl} = 1, \quad l = \overline{1, M}; \\ d_{ijkl} = \{1, 0\}, \quad i = \overline{1, M}, \quad j = \overline{1, M}, \quad k = \overline{1, M}, \quad l = \overline{1, M}, \end{array} \right. \quad (4)$$

где Q_{ijkl} – элемент матрицы $\|Q_{ijkl}\|$ показателей качества сборочных комплектов, содержащий значение показателя качества комплекта из деталей первого, второго, третьего и четвёртого типа с условными номерами i, j, k и l соответственно.

Система показателей качества сборочных комплектов (2) – (3) и математическая формулировка задачи (4) логично вытекают из стремления получать партии изделий с гарантированными запасами по значениям отдельных параметров. Критерием оптимального распределения деталей по сборочным комплектам является то, что обобщённый показатель качества «наиболее проблемного» сборочного комплекта имеет максимальное значение. Наиболее проблемным сборочным комплектом является комплект, который имеет минимальное значение обобщённого показателя качества среди остальных комплектов для сборки партии изделий. Согласно прогнозу из такого комплекта будет собрано изделие, значение одного из параметров которого в относительном измерении ближе к границе допуска, чем значения любого параметра любого изделия из этой партии.

Распределение деталей по сборочным комплектам необходимо выполнять перед сборкой каждой партии изделий. Поиск оптимального распределения деталей по комплектам в соответствии с (4) состоит из двух этапов:

1) рассмотрение всех M^N возможных сочетаний деталей в комплектах и заполнение матрицы $\|Q_{ijkl}\|$ обобщённых показателей качества сборочных комплектов;

2) собственно поиск оптимального распределения деталей путём неполного перебора вариантов распределения деталей по комплектам.

Важно отметить, что на первом этапе, если изделие имеет места регулировки, необходимо выполнять расчёт оптимальных регулировок для всех сочетаний деталей в сборочных комплектах. Для ЭГС оптимальные расстояния между соплами и заслонкой ЭМП при нейтральном положении заслонки и значение жёсткости пружин под торцами золотника рассчитывались совместно так, чтобы для каждого сочетания деталей получить максимальное значение обобщённого показателя качества сборочного комплекта.

Важная особенность математической формулировки задачи (4) в том, что решение многоиндексной максиминной задачи о назначениях требует меньше вычислений, чем решение классической многоиндексной задачи о назначениях. При этом стандартным методом решения оптимизационной задачи является метод ветвей и границ, который подразумевает неполный перебор вариантов распределения деталей по сборочным комплектам и выбор среди них оптимального. Самый очевидный подход для формирования очередного варианта комплектования – подбор деталей последовательно в каждый комплект путём перебора по порядку их условных номеров. Однако исследования показали, что количество рассматриваемых вариантов распределения деталей по сборочным комплектам может быть сокращено, если каждый раз выделять среди не подобранных деталей «наиболее проблемную» деталь. Это деталь, параметры которой не позволяют её подобрать в один комплект с остальными деталями так, чтобы значение обобщённого показателя качества комплекта было больше Q^* , где Q^* – переменная величина, определяемая при подборе деталей в очередной сборочный комплект. Остальные детали можно подобрать в сборочные комплекты с более высоким значением обобщённого показателя качества. Выделенная таким образом деталь должна подбираться в комплекты в первую очередь, пока имеются максимальное количество прочих деталей, параметры которых могут компенсировать негативное влияние её параметров на параметры готового изделия.

Для краткости порядок определения наиболее проблемной детали покажем на примере подбора в сборочные комплекты деталей двух типов. Пусть имеется матрица $\|Q_{ij}\|$ обобщённых показателей качества сборочных комплектов для сборки партии из M изделий. В сборочные комплекты нужно подобрать «вал» (для нумерации валов используются индексы i) и «втулку» (для нумерации втулок используются индексы j). Вычислив максимальные значения элементов матрицы в строках и столбцах

$$\alpha_i = \max_{j=1..M} \{Q_{ij}\}, \quad \beta_j = \max_{i=1..M} \{Q_{ij}\},$$

можно утверждать, что α_i – максимальное значение обобщённого показателя качества, которое может быть у сборочного комплекта с i -м валом; β_j – максимальное значение обобщённого показателя качества, которое может быть у сборочного комплекта с j -й втулкой. Q^* находим как минимальное значение среди элементов векторов α и β :

$$Q^* = \min_{i=1..M; j=1..M} \{\alpha_i, \beta_j\}.$$

Если значение Q^* имеет i -й элемент вектора α , то наиболее проблемной деталью является вал с порядковым номером i , если j -й элемент вектора β – то втулка с порядковым номером j . Определив индексы элемента матрицы $\|Q_{ij}\|$ со значением Q^* можно

установить, с какими деталями необходимо подобрать в один сборочный комплект найденную деталь, чтобы максимально компенсировать негативное влияние её параметров на параметры готового изделия. Повторяя описанные действия, предварительно исключив из рассмотрения детали, ранее подобранные в сборочные комплекты, получим вариант распределения деталей по сборочным комплектам, который характеризуется набором обобщённых показателей качества:

$$\{Q_1^*, Q_2^*, \dots, Q_s^*, \dots, Q_M^*\}.$$

Можно показать что, если минимальное значение имеет первый элемент набора, наиболее проблемным является первый сборочный комплект, то полученный вариант распределения деталей является решением задачи в формулировке (4), решение найдено за один шаг. Если наиболее проблемным является любой другой s -й сборочный комплект, $s \neq 1$, то распределение деталей по сборочным комплектам необходимо повторить, изменив составы сборочных комплектов, подобранных до s -го, начиная с $(s-1)$ -го комплекта. Для этого достаточно запретить подбор в один сборочный комплект деталей, подобранных в $(s-1)$ -й комплект, и повторить описанную выше процедуру распределения деталей.

Кратко алгоритм распределения деталей по комплектам для случая произвольного количества типов подбираемых деталей можно сформулировать так:

1) вычисление для каждой неподбранной детали наилучшего значения обобщённого показателя качества изделия, которое может быть получено при её подборе в сборочный комплект, определение наиболее проблемной детали;

2) подбор сочетания найденной проблемной детали с прочими неподбранными деталями в очередной по порядку i -й сборочный комплект, характеризующийся лучшим значением обобщённого показателя качества;

3) повтор подбора деталей согласно пунктам 1) и 2) до тех пор, пока не будут подобраны детали в требуемое количество сборочных комплектов (если изготовлено ровно по M деталей каждого типа для сборки партии из M изделий, то подбор деталей в $(M-1)$ -й сборочный комплект определяет состав M -го комплекта);

4) определение номера s наиболее проблемного сборочного комплекта;

5) повтор подбора деталей согласно 1) – 4) пока $s > 1$, начиная с подбора деталей в $(s-1)$ -й сборочный комплект, исключая рассмотрение сочетания деталей, подбиравшихся в этот комплект ранее. Оптимальный вариант распределения деталей – один из рассмотренных вариантов распределения, характеризующийся наибольшим значением обобщённого показателя качества наиболее проблемного сборочного комплекта.

Реализация предложенного алгоритма распределения деталей по комплектам для сборки партии ЭГС показала, что в большинстве случаев решение задачи может быть найдено после рассмотрения небольшого количества вариантов распределения деталей. Так, в случае сборки ЭГС партиями по 8 изделий, когда существует более $6 \cdot 10^{13}$ вариантов распределения деталей по сборочным комплектам, решения были найдены:

- в 47% случаев – при рассмотрении 1 варианта распределения деталей (за 1 шаг);
- в 19% случаев – при рассмотрении от 1 до 10^2 вариантов;
- в 14% случаев – при рассмотрении от 10^2 до 10^4 вариантов;
- в 11% случаев – при рассмотрении от 10^4 до 10^6 вариантов;
- в 6% случаев – при рассмотрении от 10^6 до 10^8 вариантов;
- в 3% случаев – при рассмотрении от 10^8 до 10^9 вариантов распределения деталей.

Для решения использовался персональный компьютер без распараллеливания процесса вычислений, алгоритм подбора деталей был реализован на интерпретируемом языке программирования, при этом в 80% случаев решение было найдено за несколько минут, в 3% случаев для поиска решения понадобилось более 8 часов.

Для оценки влияния индивидуального подбора деталей на управляемые параметры ЭГС была смоделирована сборка 992 приводов из деталей, случайные реализации параметров которых имеют нормальные законы распределения, усечённые в пределах полей допусков. Была рассмотрена сборка приводов партиями по 2, 4, и 8 изделий. Детали подбирались в сборочные комплекты случайным образом и путём индивидуального подбора в соответствии с предложенным алгоритмом. Во всех случаях для изделий устанавливались оптимальные параметры регулировок. В результате были получены диаграммы распределения единичных показателей качества сборочных комплектов (2) при случайном и индивидуальном подборе деталей (рис. 3).

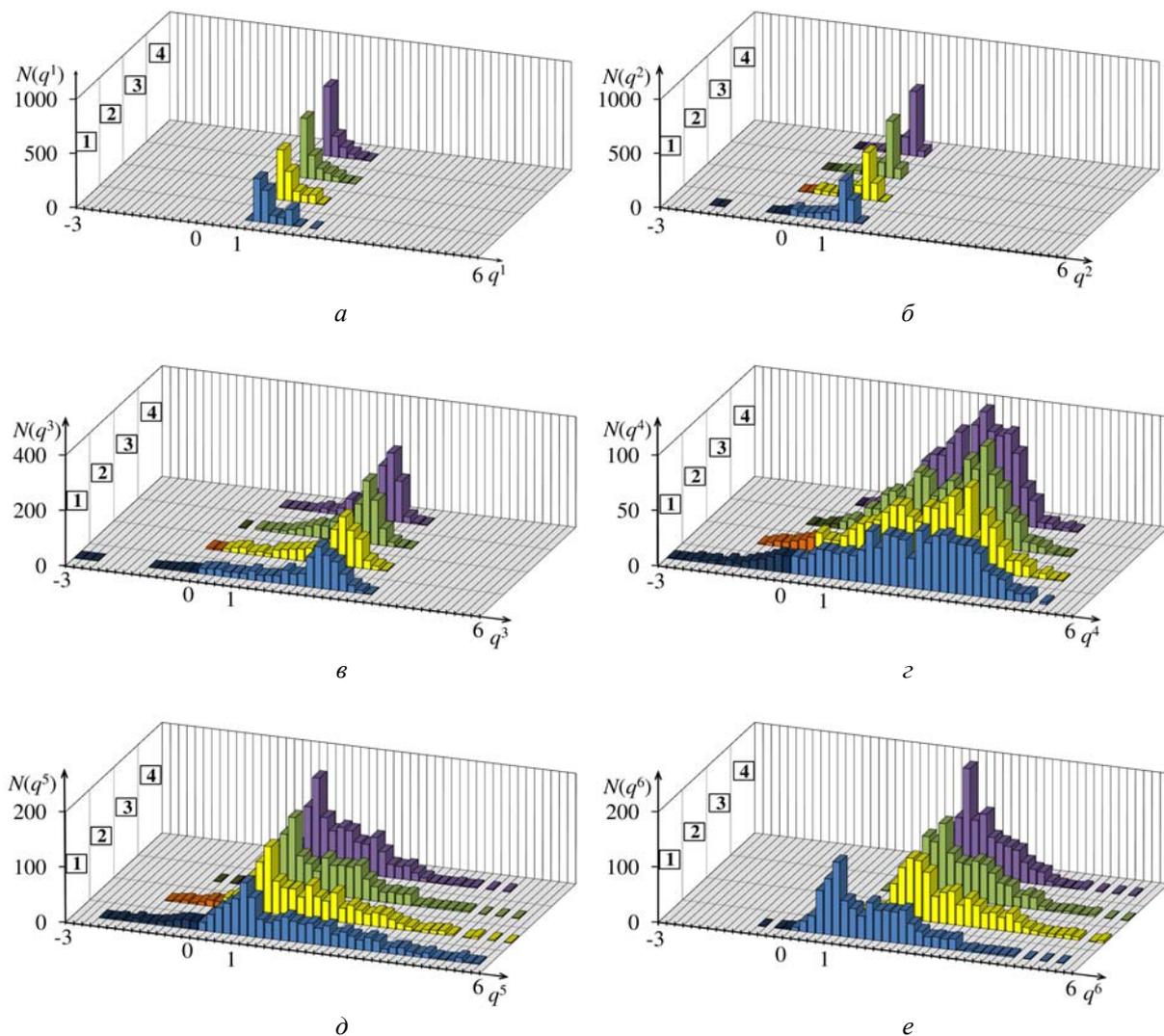


Рис. 3. Диаграммы распределений единичных показателей качества сборочных комплектов: (а) – (е) – соответственно для показателей качества $q^1 - q^6$; отмечены распределения:

- 1 – при случайном подборе ДСЕ; 2 – при индивидуальном подборе ДСЕ и сборке приводов партиями по 2 изделия; 3 – при индивидуальном подборе ДСЕ и сборке приводов партиями по 4 изделия; 4 – при индивидуальном подборе ДСЕ и сборке приводов партиями по 8 изделий

Распределения показаны в диапазоне значений единичных показателей качества от минус 3 до 6:

- если $q^i < 0$ – прогнозируемое значение соответствующего параметра изделия выходит за границы поля допуска, высока вероятность сборки негодного изделия;

- если $0 \leq q^i < 1$ – прогнозируемый запас по значению соответствующего параметра меньше желаемого значения;

- если $q^i > 1$ – прогнозируемый запас по значению соответствующего параметра изделия больше желаемого значения.

Сравнение распределений демонстрирует, что индивидуальный подбор деталей позволяет сместить значения параметров изделий, по которым имеют место наименьшие запасы, вглубь полей допусков, сократить разброс значений параметров. Благодаря индивидуальному подбору деталей достигается снижение вероятности сборки негодных ЭГС с 8,4% – при случайном подборе деталей, до 0,1% – при индивидуальном подборе и сборке изделий партиями по 8 изделий.

Представленная методика индивидуального подбора деталей, включающая в себя систему показателей качества (2), (3), математическую формулировку задачи (4), алгоритм распределения деталей по сборочным комплектам, может быть применена как с целью обеспечения сборки годных изделий, так и с целью улучшения параметров изделий. На практическом примере показано, что методика позволяет найти оптимальное распределение деталей по сборочным комплектам, исходя из их параметров, при сравнительно небольшом количестве вычислений. Для сокращения количества вычислений не используются особенности конструкции изделия, не предъявляются требования к функциональной связи параметров деталей и параметров готовых изделий, поэтому методика может быть применена при сборке различных изделий.

В качестве продолжения работы планируется разработка программного комплекса, реализующего предложенную методику подбора деталей для сборки произвольного изделия.

Библиографический список

1. Задорина Н.А., Непомилуев В.В. Обеспечение качества сборки высокоточных изделий на основе метода индивидуального подбора деталей // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2020. № 4. С. 152-157.

2. Matthias Hwai Yong Tan. Contributions to quality improvement methodologies and computer experiments: Diss., Georgia Institute of Technology, 2013. 263 p.

3. Петрухин А.В., Москвичева Н.П., Санинский В.А., Кочкин М.В. Алгоритмы работы элементов автоматизированного подбора комплектующих деталей при сборке многоопорного подшипникового узла ДВС // Вестник машиностроения. 2016. № 5. С. 38-42.

4. Герасимов Д.Г. Сборка с применением автоматизированной базы данных в атомном машиностроении // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2015. № 7. С. 12-16.

5. Задорина Н.А., Непомилуев В.В., Олейникова Е.В. Индивидуальный подбор деталей при сборке как альтернатива необходимости повышения точности их обработки // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2019. № 5. С. 225-230.

6. Liu Weidong, Liu Haiming, Guo Jinhui. Multi-object selective assembly based on hybrid particle swarm algorithm // Proceedings of the 37th Chinese Control Conference (July, 25-27, 2018, Wuhan, China). P. 2506-2511. DOI: 10.23919/ChiCC.2018.8484030

7. Kannan R., Selladurai V. Optimization of characteristic parameters of turbocharger assembly using GA // Manufacturing and industrial engineering. 2011. Iss 1. P. 39-43.

8. Медведев А.В., Зараменский И.Ю., Халатов Е.М. Управление сборкой изделий на основе данных о параметрах составляющих деталей и сборочных единиц // Проблемы машиностроения и надёжности машин. 2021. № 4. С. 81-87. DOI: 10.31857/S0235711921040088

9. Медведев А.В., Халатов Е.М. Оценка качества сборочных комплектов при направленном подборе деталей // Контроль. Диагностика. 2020. Т. 23, № 2. С. 48-53. DOI: 10.14489/td.2020.02.pp.048-053

METHOD OF INDIVIDUAL SELECTION OF PARTS FOR SELECTIVE ASSEMBLY OF ELECTROHYDRAULIC SERVO DRIVES

© 2023

A. V. Medvedev Design Engineer;
Design Bureau “Armature” – Branch of Joint Stock Company “Khrunichev State Research and Production Space Center”, Kovrov, Russian Federation;
mavrich@mail.ru

E. M. Khalatov Doctor of Science (Engineering), Professor of the Department “Hydraulic and Pneumatic Control Systems and Hydraulic Drive”;
Kovrov State Technological Academy named after V.A. Degtyarev,
Kovrov, Russian Federation;
halatov@dksta.ru

A method for selecting parts and assembly units (hereinafter briefly referred to as parts) in sets for assembling a batch of electrohydraulic servo drives is presented, based on the measured (individual) mechanical and hydraulic characteristics of the parts. The preparatory stage is described: construction of a mathematical model of the product, determination of the parameters of parts and adjustments that have the greatest impact on the parameters of end products, formation of a system for assessing the quality of products in the batch, mathematical formulation of the task of selecting parts. The task of selecting parts is formulated as the assignment problem in the maximin formulation. A deterministic algorithm for solving the problem is presented, based on the branch and bound method and taking into account the fact that adjustments are made during the assembly of drives. A significant reduction in the number of steps (iterations) when searching for the optimal distribution of parts across assembly sets achieved due to the chosen mathematical formulation of the task, as well as due to the chosen strategy of selecting parts in the next assembly set. We suggest that an assembly set should include, first of all, the “most troublesome” parts the parameters of which do not allow obtaining a set, the projected quality indicator of which will be higher than the established value. At the same time, the negative impact of these parts on the product parameters is compensated by combining them with other parts in one assembly set. The results of mathematical modeling of assembling 992 drives with random formation of assembly sets and with individual selection of parts are presented. Modeling shows that as a result of implementing individual selection of parts in accordance with the described method, a significant reduction in the spread of parameters of end products within batches can be expected, as well as improvements in functional performance of the products. The presented method of individual selection of parts can be used in the assembly of various products.

Selective assembly; assembly set; selection of parts; mathematical modeling; optimization

Citation: Medvedev A.V., Khalatov E.M. Method of individual selection of parts for selective assembly of electrohydraulic servo drives. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2023. V. 22, no. 2. P. 67-78. DOI: 10.18287/2541-7533-2023-22-2-67-78

References

1. Zadorina N.A., Nepomiluev V.V. Ensuring the quality of assembly of high-precision products based on the method of individual selection of parts. *Assembling in Mechanical Engineering and Instrument-making*. 2020. No. 4. P. 152-157. (In Russ.)
2. Matthias Hwai Yong Tan. Contributions to quality improvement methodologies and computer experiments: Diss., Georgia Institute of Technology, 2013. 263 p.
3. Petrukhin A.V., Moskvicheva N.P., Saninskiy V.A., Kochkin M.V. Algorithms of elements operation of automatic selection of component parts at assembly of multiple-seated bearing assembly of internal combustion engine. *Vestnik Mashinostroeniya*. 2016. No. 5. P. 38-42. (In Russ.)
4. Gerasimov D.G. The assembly using utomated database. *Assembling in Mechanical Engineering and Instrument-making*. 2015. No. 7. P. 12-16. (In Russ.)
- 5 Zadorina N.A., Nepomiluev V.V., Oleynikova E.V. Individual selection of parts during assembly as an alternative to the need to improve the accuracy of their processing. *Assembling in Mechanical Engineering and Instrument-making*. 2019. No. 5. P. 225-230. (In Russ.)
6. Liu Weidong, Liu Haiming, Guo Jinhui. Multi-object selective assembly based on hybrid particle swarm algorithm. *Proceedings of the 37th Chinese Control Conference (July, 25-27, 2018, Wuhan, China)*. P. 2506-2511. DOI: 10.23919/ChiCC.2018.8484030
7. Kannan R., Selladurai V. Optimization of characteristic parameters of turbocharger assembly using GA. *Manufacturing and Industrial Engineering*. 2011. Iss. 1. P. 39-43.
8. Medvedev A.V., Zaramenskii I.Y., Khalatov E.M. Control of product assembly processes using data on the parameters of components and assembly units. *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*. 2021. V. 50, Iss. 4. P. 351-356. DOI: 10.3103/S1052618821040087
9. Medvedev A.V., Khalatov E.M. Quality rating of assembly sets in directional selection of parts. *Testing. Diagnostics*. 2020. No. 2. P. 48-53. (In Russ.). DOI: 10.14489/td.2020.02.pp.048-053

РАЗРАБОТКА МОДЕЛИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ НАТЯГОВ ПО АНТИВИБРАЦИОННЫМ ПОЛКАМ ЛОПАТОК

© 2023

- Е. Ю. Печенина** аспирант, ассистент кафедры технологий производства двигателей; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; ek-ko@list.ru
- Е. В. Кудашов** аспирант кафедры технологий производства двигателей; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; kev-fantom@yandex.ru
- В. А. Печенин** кандидат технических наук, доцент кафедры технологий производства двигателей; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; vadim.pechenin2011@yandex.ru

Приводится расчёт изменения углов установки профиля лопаток рабочего колеса компрессора, характеризующего натяги по антивибрационным полкам, посредством разработки цифровой модели. Входными параметрами в модель являются геометрические отклонения пазов диска и лопаток комплекта. В основе расчёта лежит моделирование соединений посредством метода конечных элементов (КЭМ). Кроме того, для автоматизации моделирования используется параметрическая конструкторская модель лопатки, созданная в САД модуле программы NX; программа автоматизации расчётов, созданная в среде MATLAB и алгоритм пересчёта деформаций в точках, получаемых в КЭМ, в величины углов. Исходные данные и результирующие значения параметров хранятся в электронных таблицах. Проведены экспериментальные исследования, включающие в себя измерения диска и лопаток рабочего колеса, их сборку и измерение натягов. Для фильтрации погрешностей измерений углов применён фильтр Гаусса. Выполнен расчёт натягов данного комплекта с использованием разработанной модели. Результаты показали, что предельная погрешность моделирования составляет 16% от величины экспериментальных данных, коэффициент корреляции между моделируемыми и экспериментальными данными составил 0,71.

Рабочее колесо; метод конечных элементов; натяг; фильтр Гаусса; координатные измерения

Цитирование: Печенина Е.Ю., Кудашов Е.В., Печенин В.А. Разработка модели определения натягов по антивибрационным полкам лопаток // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2023. Т. 22, № 2. С. 79-90. DOI: 10.18287/2541-7533-2023-22-2-79-90

Введение

Заданная степень повышения давления, устойчивость и надёжность работы компрессора зависят от обеспечения равномерности сборочных параметров между лопатками [1]. Равномерность натягов по антивибрационным полкам обеспечивается точностью изготовления лопаток и их сборкой. Сужение допусков на изготовление экономически нецелесообразно [2]. Существенным резервом повышения эксплуатационных показателей является улучшение технологии сборки лопаточных венцов.

Сборка является ресурсоёмкой комбинаторной задачей, решение которой невозможно получить с использованием известных моделей и алгоритмов [3]. Задача оптимальных расстановок и комплектаций относится к классу NP-полных задач. Если производится расстановка лопаток в рамках одного комплекта, то количество комбинаций для их расстановки составит $n!$ (где n – число лопаток). Учитывая, что число лопаток на различных ступенях в двигателе начинается от 30 и доходит до 80...100, то порядки числа

комбинаций принимают огромные значения [4]. Для задачи комплектации, когда нужно множество лопаток на складе расставить по нескольким разным комплектам, сложность ещё более возрастает [5].

В настоящее время существуют все возможности учитывать данные, поступающие с контрольных операций лопаток [6; 7], и на основании их производить сборку быстро и с требуемым качеством, используя соответствующие математические модели расчёта натягов и алгоритмы расстановки лопаток, использующие такие модели [8]. В работе рассматривается сборка рабочего колеса восьмой ступени компрессора среднего давления, лопатки которого имеют относительно небольшие размеры и стыкуются между собой по антивибрационным полкам. Обеспечение равномерного натяга является перво-степенной задачей при ремонте и использовании двигателя. В этой связи из-за недостаточного или излишнего напряжения между лопатками, а также его неравномерности лопатка становится излишне вибро-нагруженной, начинает колебаться и разрушается, обломки лопаток в процессе работы двигателя разрушают остальные лопатки диска, а кроме того и лопатки нескольких дисков за ним.

Целью исследования является разработка модели сборки рабочего колеса восьмой ступени компрессора среднего давления, позволяющей прогнозировать величину натягов между лопатками. Модель необходима для дальнейшей разработки цифровых моделей управления технологическим процессом.

Объект исследования

Сборка рабочего колеса может происходить или при его первоначальном производстве, или при ремонте после эксплуатации. Фотографии диска и лопатки восьмой ступени колеса среднего давления приведены на рис. 1.

Согласно технологии изготовления и на диске, и на лопатках проводится контроль геометрических параметров, характеризующих их качество.

На диске осуществляется контроль пазов, ключевыми параметрами при их контроле являются: расстояние от центра диска до плоскости паза, сопрягаемой с опорной поверхностью хвостовика M_1 ; углы разворота пазов (между осью вращения диска и осями симметрии пазов) β_s ; ширины пазов диска w_s на расстоянии h от опорной поверхности; величины углов деления пазов α_{ss} . Кроме того, производится измерение сноса первого паза относительно нулевого отверстия на ободке диска.

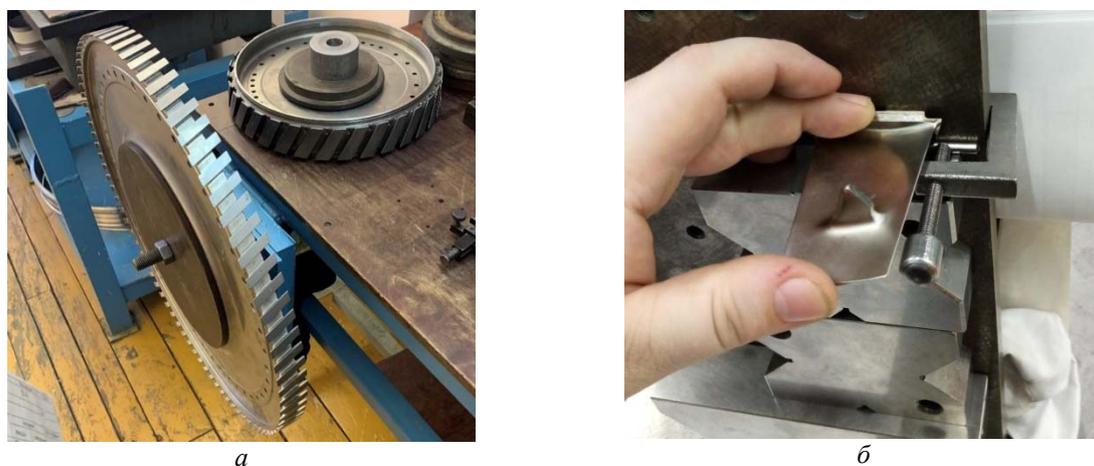


Рис. 1. Фотографии рассматриваемых деталей: а – диск; б – лопатка

При контроле лопаток в производстве измеряют: а) отклонение величин стыковых размеров по рабочим торцам антивибрационных полок лопаток (l_{sp}) со стороны спинки δl_s и корыта δl_p ; б) фактические значения угла касательной к профилю в контрольных сечениях лопаток в свободном состоянии (γ_b); толщину хвостовика δw_l на расстоянии h от опорной поверхности. На рис. 2 приведена развёртка на плоскости сечения лопатки в месте антивибрационной полки с обозначенными на ней геометрическими параметрами.

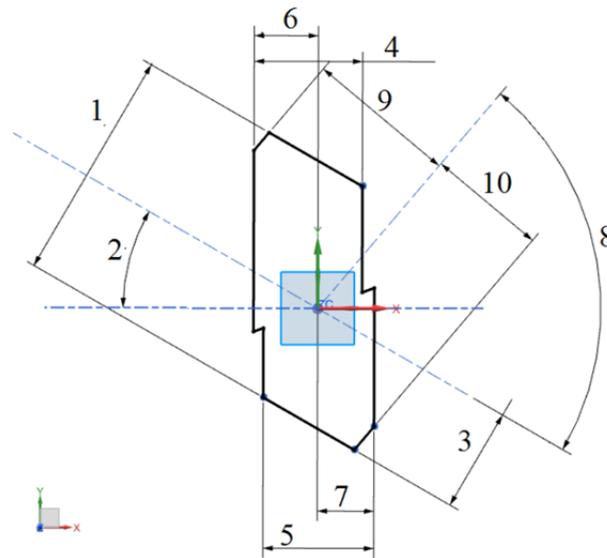


Рис. 2. Сечение лопатки в месте антивибрационной полки:
 1 – l_{sp} ; 2 – γ_b ; 3 – l_p ; 4 – t_s ; 5 – t_p ; 6 – t_{hp} ; 7 – t_{hs} ; 8 – α_s ; 9 – d_s ; 10 – d_p

Для построения математической модели антивибрационной полки необходимо кроме контролируемых параметров использовать дополнительные геометрические параметры, заданные в конструкторской модели, а именно: расстояние от центра до рабочего торца со стороны корыта l_p ; толщина полки со стороны спинки t_s и часть этой толщины со стороны входной кромки до оси t_{hs} ; толщина полки со стороны корыта t_p и часть этой толщины со стороны выходной кромки до оси t_{hp} ; угол среза полок α_s ; расстояние до плоскости среза со стороны спинки d_s и корыта d_p .

Модель для определения натягов рассматриваемого рабочего колеса включает в себя параметрические 3D-модели рассматриваемых деталей, в которых изменяемыми параметрами являются контролируемые в производстве размеры.

Модель определения натягов

Натяги по антивибрационным полкам в производстве оценивают по изменению углов касательных к профилю в определённом сечении лопатки. Расчёт изменения углов установки пера можно выполнить с использованием конечно-элементной модели (КЭМ) в среде ANSYS, которые будут являться ядром разработанной модели определения натягов. Разработанная модель представляет собой совокупность нескольких взаимодействующих между собой блоков, которые можно представить в виде блок-схемы, приведённой на рис. 3.

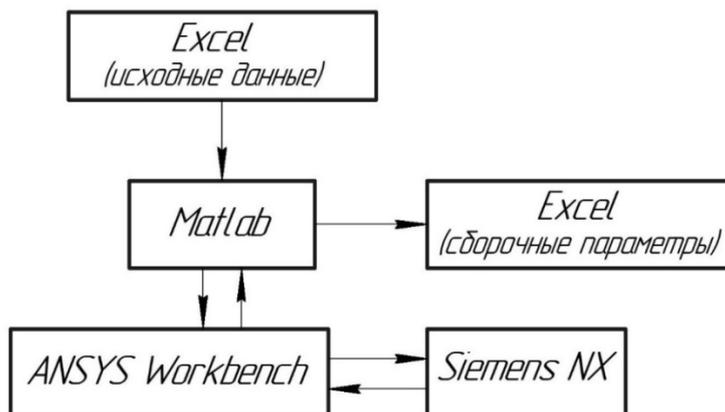


Рис. 3. Схема модели для выполнения расчётов натягов

Параметрические модели лопаток созданы в программе NX. Автоматизацию процесса расчёта обеспечивает написанная в среде MATLAB программа, управляющая процессом вычисления в ANSYS посредством отправки APDL команд и считывания результатов расчётов. Исходные параметры загружаются из таблицы, которая содержится в файле с расширением *.xlsx.

В КЭМ упрощён хвостовик и пазы диска, осуществляется сдвиг и разворот торцевых контактных плоскостей antivибрационной полки. Кроме того, можно изменять угловое положение лопаток согласно погрешности деления пазов α_{ss} . На рис. 4 приведён эскиз модели с обозначенными параметрами геометрических отклонений, которые можно вносить в модель.

Отклонение толщины состоит из отклонения со стороны спинки δl_s и со стороны корыта δl_p , данные параметры вычисляются из параметров l_{sp} и l_p .

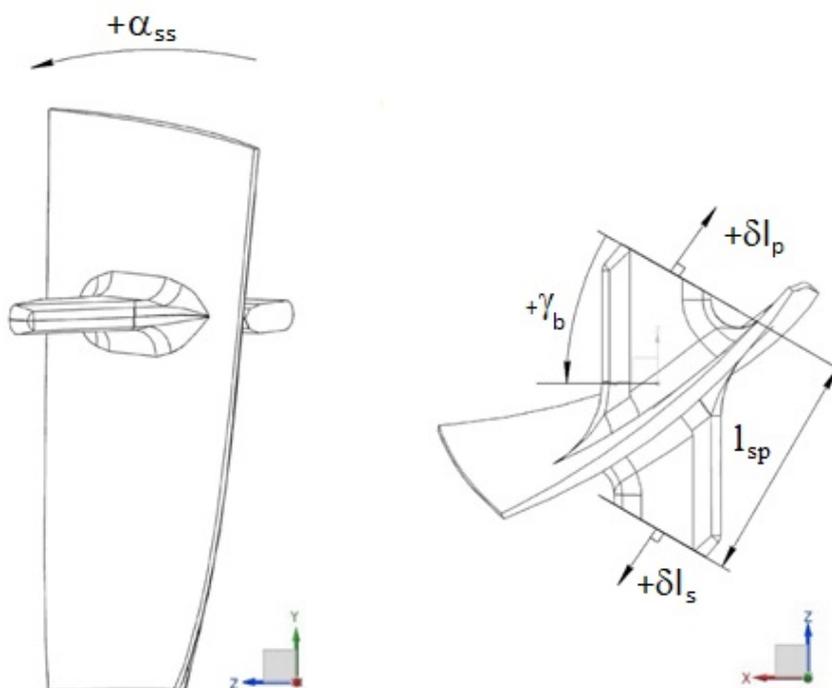


Рис. 4. Эскиз модели рабочей лопатки с параметрами отклонений

Создание конечно-элементной модели, как отмечалось выше, выполнялось в системе ANSYS Workbench с использованием модуля Static Structural. Этапы формирования КЭМ: 1) задание механических свойств; 2) импорт и связка параметризованных моделей лопаток и диска; 3) задание граничных условий; 4) задание выводимых параметров в препроцессоре.

Механические свойства материалов задавались исходя из материала лопаток рабочего колеса. Для выполнения КЭ моделирования сборки рабочего колеса задавались следующие механические свойства материала диска и лопаток: коэффициент Пуансона 0,36; модуль нормальной упругости $9,6 \cdot 10^{10}$ Па; плотность материала 4620 кг/м^3 ; предел прочности $1,07 \cdot 10^9$ Па; физический предел текучести $9,3 \cdot 10^8$ Па; условный предел текучести $9,3 \cdot 10^8$ Па; коэффициент теплового расширения $9,4 \cdot 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$.

Связка моделей CAD с CAE модулем проводилась в следующем порядке: импортировалась CAD модель диска и затем конвертировалась в формат *.prt; 84 раза загружалась CAD модель лопатки, угловое положение которой соответствует угловому положению соответствующего паза. Параметры моделей проиндексированы, к каждому индексу добавлялся номер лопатки. Добавлялся делительный диаметр сечения, в котором выполнялась оценка угла разворота лопаток, его величина составляет 785 мм (рис. 5).

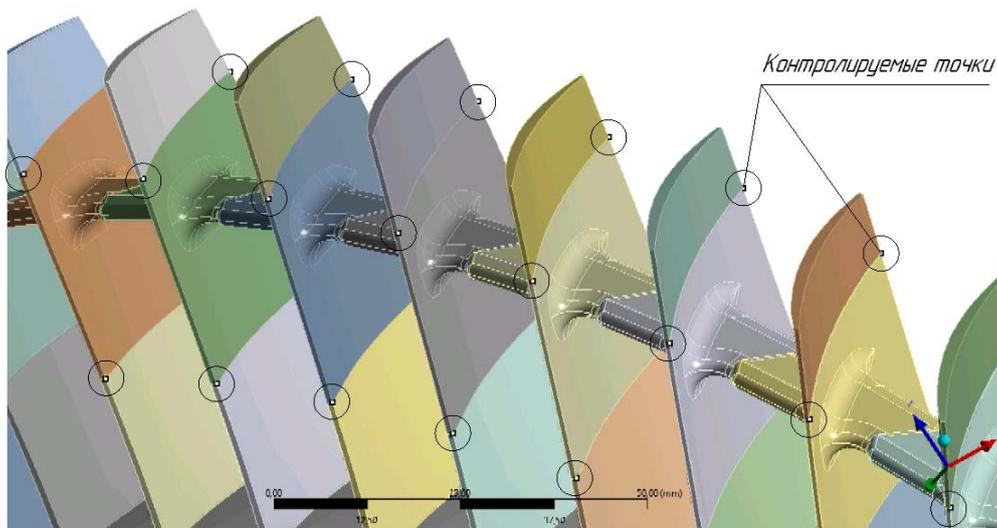


Рис. 5. Расположения контролируемых точек на пере лопатки после выполнения КЭ расчёта

Параметры моделей лопаток поочередно обновлялись, что увеличило стабильность работы связки CAD и CAE-моделей. В созданной КЭМ были заданы следующие граничные параметры: размер и форма конечного элемента (фасеты) сетки; параметры контактных пар деталей; ограничение по перемещению.

В качестве фасеты был выбран тетрагональный элемент второго порядка. Размер конечного элемента тел составил 3 мм, размер фасет сопрягаемых элементов составил до 0,5 мм.

В Ansys Workbench контактное взаимодействие диска с лопатками осуществлялось с использованием типа контакта «Bonded» (ограничение, при котором нет относительного движения между деталями), контактное взаимодействие между парами лопаток по антивибрационным полкам задавалось с помощью «Frictional» (скольжение с трением). Для сходимости решения для каждой пары лопаток дополнительно задава-

лись условия межузловое взаимодействия «Nodal-Normal To Target». Кроме того, использовался алгоритм для обнаружения натягов между сопрягаемыми поверхностями антивибрационных полок «Add Offset, Ramped Effectes».

В препроцессор КЭМ модели были загружены контрольные точки для определения изменений углов установки лопаток. После расчёта величины деформаций вдоль координатных осей для контрольных точек экспортируются в формате *.txt.

Для расчёта изменений углов установки лопаток $\delta\beta$ был разработан алгоритм, реализованный в среде MATLAB. На рис. 6 приведена блок-схема расчёта углов разворота лопаток по координатам исходных точек и деформациям в них, рассчитанных в КЭМ-модели.



Рис. 6. Блок-схема алгоритма расчёта угла закрутки лопатки в эксперименте

На первом этапе алгоритма (рис. 6), координаты контрольных точек из конструкторской модели сохраняются в матрицу $P_{84 \times 3}$. Значения деформаций точек на профиле лопаток вдоль трёх осей последовательно загружаются и сохраняются в одну матрицу деформаций $D_{84 \times 3}$.

На втором этапе производится расчёт координат точек на профиле лопаток после сборки. Для этого необходимо просуммировать массив координат точек до сборки с массивом значений деформаций по правилу сложения матриц:

$$Q_{84 \times 3} = P_{84 \times 3} + D_{84 \times 3}. \quad (1)$$

Таким образом, у нас получится новая матрица $Q_{84 \times 3}$, каждый элемент которой был получен путём суммирования соответствующих элементов массивов координат точек до сборки с массивом значений деформаций. Для выполнения расчёта углов установки следует перейти в двумерную систему координат, что выполняется в два этапа.

На третьем этапе осуществляется преобразование Декартовой системы координат в полярную. За ось вращения принимается ось двигателя X . Остальные две координаты точек в данном случае задаются с помощью угла φ^i и радиус-вектора ρ^i от центра координат:

$$\begin{cases} \rho^i = \sqrt{P_y^i + P_z^i}, \\ \varphi^i = \arctg\left(\frac{P_z^i}{P_y^i}\right). \end{cases} \quad (2)$$

На четвёртом этапе из двух полярных координат рассчитаем длину окружности для каждой точки, получив вторую ось X_l новой системы координат:

$$P_{xl}^i = \rho^i \varphi^i / (\pi). \quad (3)$$

На заключительном этапе в полученной плоской системе координат выполняется непосредственно расчёт угла касательной к профилю лопаток γ_b^i . Из координат точек вычисляются уравнения прямых, из уравнения прямых – углы наклона к оси X . Угол касательной до сборки находится аналогично. Далее вычисляется разность этих углов и, таким образом, получается угол между двумя прямыми – изменение угла $\delta\gamma_b^i$, характеризующий разворот лопатки и возникающий натяг в соединении. В электронную таблицу формата *.xlsx сохраняются результаты расчёта углов и их деформаций.

Контроль деталей в экспериментах

Для оценки параметров пазов диска измерения выполняются на координатно-измерительной машине DEA Global Advantage. Для оценки погрешностей контроля и повышения достоверности расчётов все параметры лопаток, кроме γ_b , измерялись на портативной координатно-измерительной машине SimCore. В свою очередь, угол установки γ_b контролируется, когда рабочее колесо собрано.

Первый контроль угла установки осуществляется, когда установлены лопатки в нечётные пазы диска и получена расстановка лопаток в рабочем колесе через одну. Лопатки устанавливаются слесарем-сборщиком с помощью алюминиевого стержня и молотка. Сборка рабочего колеса начинается с установки в первый паз диска нечётной лопатки из комплекта и затем последовательно расстановки все лопатки с учётом их распределения по пазам. После расстановки лопаток следует контроль углов установки в свободном состоянии лопаток. Но прежде метролог наносит риски на лопатки в соответствии с регламентируемыми значениями расстояний от центра диска. Измерения углов установки осуществляются с использованием оптического угломера.

Затем лопатки из нечётных пазов извлекаются и осуществляется расстановка лопаток в чётные пазы диска. После чего следует очередной контроль углов установки лопаток в свободном состоянии аналогичным образом, как для расстановки лопаток в нечётных пазах.

Заключительный контроль углов установки производят после установки всего комплекта лопаток в пазы. Так как слесарь-сборщик последовательно загоняет лопатки в пазы, то в процессе установки они меняют свой первоначальный угол установки. В случае, когда все лопатки установлены в пазы, измерения производятся аналогичным образом, как и для лопаток в свободном состоянии. Вычитая из углов установки в собранном состоянии углы установки в свободном состоянии, вычисляют отклонения углов установки $\delta\gamma_b$, характеризующие натяг.

Оптический угломер имеет цену деления 5 угловых минут. Кроме того, на погрешность оказывают влияние положение инструмента во время измерения, точность

нанесения разметки в месте измерения, субъективный человеческий фактор. Для фильтрации случайных выбросов к получаемым в экспериментах величинам $\delta\gamma$ применялся Гауссов фильтр [9].

Используемые метрики оценок

После измерений выполняется расчёт отклонений измеренных параметров p_{meas} от параметров p_i , заданных по чертежу:

$$\delta_{as} = p_{meas} - p_i. \tag{4}$$

Для оценки наличия и силы взаимосвязей между величинами разностей углов установки лопаток до и после сборки, получаемыми в результате расчёта по разработанной модели $\delta\gamma_b^M$ и полученными в эксперименте $\delta\gamma_b$, использовался метод корреляций. Рассчитывается коэффициент корреляции Пирсона r по формуле:

$$r = \frac{\sum_1^n (\delta\gamma_b^M - \overline{\delta\gamma_b^M})(\delta\gamma_b - \overline{\delta\gamma_b})}{n \sigma_M \sigma_\gamma}, \tag{5}$$

где n – количество измеренных параметров; σ_M, σ_γ – среднеквадратические отклонения $\delta\gamma_b^M$ и $\delta\gamma_b$; $\overline{\delta\gamma_b^M}, \overline{\delta\gamma_b}$ – среднее арифметическое для $\delta\gamma_b^M$ и $\delta\gamma_b$.

Результаты

Были выполнены измерения параметров пазов диска и 84 лопаток. В табл. 1 приведены значения минимальной δ_{as_min} и максимальной δ_{as_max} величин отклонений параметров от их конструкторских размеров, а также моментные характеристики: математическое ожидание μ и среднеквадратическое отклонение σ .

Таблица 1. Отклонения δ_{as} размеров пазов диска и лопаток

Параметры диска первого рабочего колеса							
δM_1 , мм				$\delta \alpha_{ss}$, мин			
μ	σ	δ_{as_min}	δ_{as_max}	μ	σ	δ_{as_min}	δ_{as_max}
-0,031	0,012	-0,053	-0,004	0,008	0,339	-0,88	0,98
$\delta \beta_s$, мин				δw_s , мм			
μ	σ	δ_{as_min}	δ_{as_max}	μ	σ	δ_{as_min}	δ_{as_max}
1,320	2,161	-4,2	5,46	-0,0811	0,0076	-0,104	-0,062
Параметры диска второго рабочего колеса							
δl_{sp} , мм				δl_p , мм			
μ	σ	δ_{as_min}	δ_{as_max}	μ	σ	δ_{as_min}	δ_{as_max}
-0,085	0,058	-0,215	0,046	0,146	0,087	-0,065	0,483
δw_l , мм				$\delta \gamma_b$ (отклонение в свободном состоянии), град			
μ	σ	δ_{as_min}	δ_{as_max}	μ	σ	δ_{as_min}	δ_{as_max}
-0,002	0,007	-0,045	0,011	0,166	0,181	-0,333	0,583

Следует отметить, что параметры диска находятся в пределах полей допусков на изготовление, величины отклонений параметров l_p и γ_b лопаток превышают допустимые величины в 2-3 раза.

Было выполнено измерение изменения углов $\gamma_{b_н}$, характеризующих натяг. К результатам был применён фильтр Гаусса. Геометрические отклонения были использованы в разработанной модели, с её использованием выполнен расчёт изменения углов, результаты приведены на рис. 7.

В табл. 2 приведены моментные характеристики измерений углов $\gamma_{b_н}$, характеризующих натяг, для эксперимента и модели.

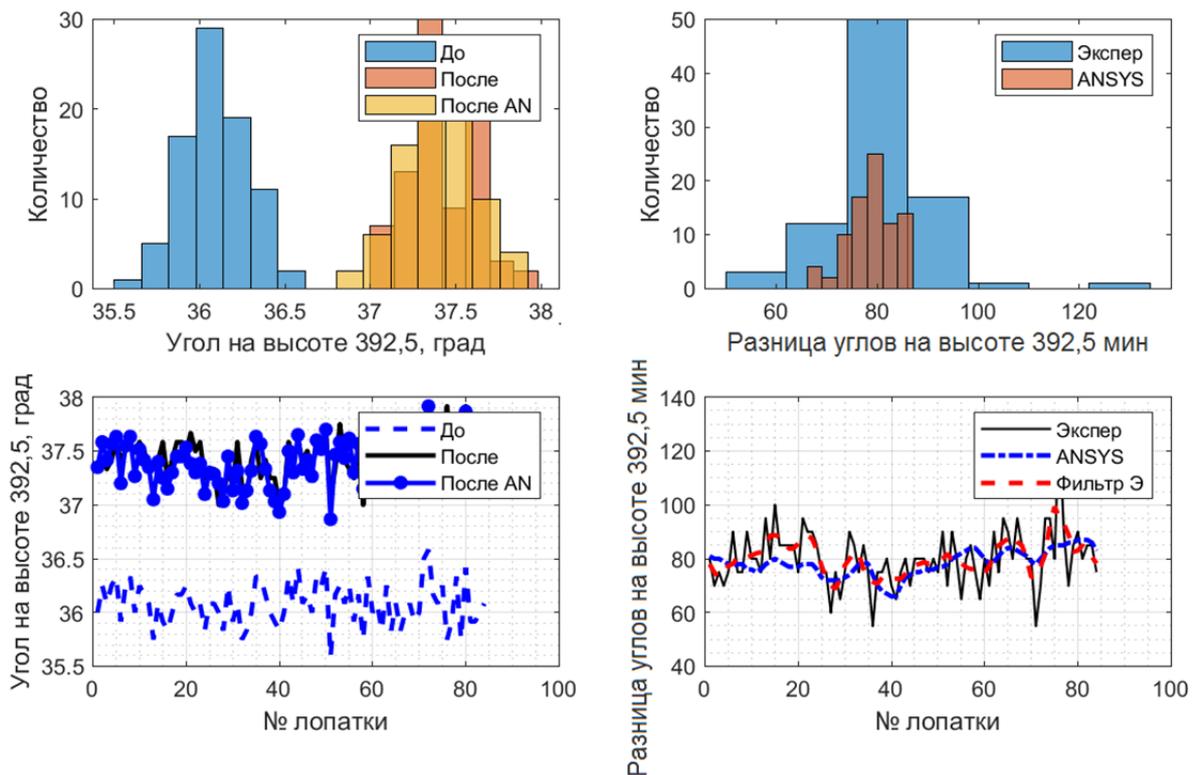


Рис. 7. Графики и гистограммы результатов сравнения экспериментальных и модельных данных

Таблица 2. Обобщение разностей углов установки в эксперименте и в модели

Параметр	Абсолютные величины $\gamma_{b_н}$			Отклонения модели δ_{as}	
	Эксперимент	Эксперимент после фильтрации	Модель	Эксперимент	Эксперимент после фильтрации
μ	1,337	1,337	1,305	0,033	0,033
σ	0,178	0,102	0,080	0,166	0,087
δ_{as_min}	0,917	1,147	1,104	-0,387	-0,137
δ_{as_max}	2,167	1,655	1,449	0,748	0,246

Отклонения до фильтрации случайных значений довольно существенны, максимальная величина доходит до 35% оцениваемой величины. При сравнении результатов расчётов с обработанными фильтром Гаусса результатами экспериментов максимальная величина отклонений снижается более чем в 2 раза, достигая 16%. Коэффициент корреляции Пирсона между моделью и экспериментом до фильтрации Гаусса составил 0,49, после фильтрации 0,71, что говорит о высокой взаимосвязи результатов моделирования и экспериментальных данных.

Заключение

Результаты исследования показали возможность прогноза эксплуатационного параметра – натяга, основываясь на данных промышленного контроля отдельных деталей рабочего колеса компрессора.

Разработанная модель может быть применена для оценки характера и величины натягов до проведения самой сборки, что позволит промоделировать различные варианты расстановки лопаток в комплекте и подобрать оптимальный вариант с точки зрения достижения минимальной неравномерности величины натягов в комплекте, а затем выполнять саму сборку, что существенно сократит количество ложных сборок в процессе достижения оптимального варианта.

Производимый расчёт в разработанной модели длится довольно долго (около двух часов для комплекта из 84 лопаток), и ANSYS является коммерческим продуктом, на который требуется покупка дорогостоящей лицензии. По этой причине дальнейшими направлениями исследований будет построение регрессионной модели, позволяющей на основании сочетаний отклонений геометрических параметров деталей, формирующих натяги, прогнозировать изменения углов установки. Разработанная модель будет использована для формирования обучающей выборки для регрессионной модели, позволяющей оперативно прогнозировать натяги в соединениях.

Исследование выполнено при финансовой поддержке Фонда содействия инновациям.

Библиографический список

1. Иноземцев А.А., Нихамкин М.А., Сандрацкий В.Л. Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок. Т. 2. М.: Машиностроение, 2008. 365 с.
2. Непомилуев В.В., Дюпин И.В. Повышение качества сборки путём обеспечения статистической управляемости технологических процессов изготовления деталей // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2008. № 2. С. 3-7.
3. Непомилуев В.В., Майорова Е.А. Оптимизация метода индивидуального подбора для многозвенных размерных цепей // Известия МГТУ «МАМИ». 2008. № 2 (6). С. 302-309.
4. Осипович Д.А., Ярушин С.Г., Макеев А.Б. Исследование алгоритмов подбора лопаток при сборке сопловых аппаратов газотурбинного двигателя // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2018. № 7 (216). С. 313-319.
5. Непомилуев В.В., Майорова Е.А. Исследование возможности повышения качества изготовления высокоточных изделий машиностроения путём учёта компенсирующей способности деталей при использовании метода индивидуального подбора // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2009. № 9. С. 11-14.

6. Pakh H.J., Ahn W.J. Precision inspection system for aircraft parts having very thin features based on CAD/CAI integration // The International Journal of Advanced Manufacturing Technology. 1996. V. 12, Iss. 6. P. 442-449. DOI: 10.1007/bf01186933

7. Schneider M., Friebe H., Galanulis K. Validation and optimization of numerical simulations by optical measurements of tools and parts // Proceedings of the International Conference of International Deep Drawing Research Group, IDDRG 2008 (June, 16-18, 2008, Olofström, Sweden). 2008. P. 327-332.

8. Безъязычный В.Ф., Непомилуев В.В. Технология виртуальной сборки // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2011. № 6. С. 3-14.

9. Shapiro L.G., Stockman G.C. Computer vision. New Jersey: Prentice Hall, 2001. 580 p.

DEVELOPMENT OF A MODEL FOR DETERMINATION OF PRELOADS ON BLADE SHROUDS

© 2023

- E. Yu. Pechenina** Postgraduate Student, Assistant of the Department of Engine Production Technology; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; ek-ko@list.ru
- E. V. Kudashov** Postgraduate Student of the Department of Engine Production Technology; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; kev-fantom@yandex.ru
- V. A. Pechenin** Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Engine Production Technology; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; vadim.pechenin2011@yandex.ru

The article presents a digital model for calculating the change in the angles of incidence of compressor rotor wheel blades that characterize tightness. The input parameters for the model are the geometric deviations of the disc slots and blades of the set. The calculation is based on the modeling of joints using the finite element method. To automate the modeling, a parametric design model of the blade created in the CAD module of the NX program is used; a calculation automation program created in the MATLAB environment and an algorithm for converting deformations at points obtained in finite element method into angles. The initial data and the resulting parameter values are stored in spreadsheets. Experimental studies have been carried out, including measurements of the disk and blades of the impeller, their assembly and measurement of interference. A Gaussian filter was applied to process the results of angle measurements. The tightness of the set under consideration was calculated using the developed model. The results showed that the limiting simulation error amounts to 16% of the value of experimental data; the index of correlation between the simulated and experimental data was 0.71.

Impeller; finite element method; preload; Gaussian filter; coordinate measurements

Citation: Pechenina E.Yu., Kudashov E.V., Pechenin V.A. Development of a model for determination of preloads on blade shrouds. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2023. V. 22, no. 2. P. 79-90. DOI: 10.18287/2541-7533-2023-22-2-79-90

References

1. Inozemtsev A.A., Nikhamkin M.A., Sandratskiy V.L. *Osnovy konstruirovaniya aviatsionnykh dvigateley i energeticheskikh ustanovok. T. 2* [Fundamentals of designing aircraft engines and power plants. V. 2]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 2008. 365 p.

2. Nepomiluev V.V., Dyupin I.V. Assembly quality increasing by means of statistical control assurance of parts manufacturing technological process. *Assembling in Mechanical Engineering and Instrument-Making*. 2008. No. 2. P. 3-7. (In Russ.)
3. Nepomiluyev V., Mayorova E. Optimization of individual selection for multiselection dimensional chains. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2008. No. 2 (6). P. 302-309. (In Russ.)
4. Osipovich D.A., Yarushin S.G., Makeev A.B. Research of blades selection algorithms for assembling of gas turbine engine nozzle diaphragm. *Assembling in Mechanical Engineering and Instrument-Making*. 2018. No. 7 (216). P. 313-319. (In Russ.)
5. Nepomiluyev V.V., Mayorova E.A. Study of the possibility for quality increasing in high precision details in industry by considering of details using the method of individual choice. *Assembling in Mechanical Engineering and Instrument-Making*. 2009. No. 9. P. 11-14. (In Russ.)
6. Pahk H.J., Ahn W.J. Precision inspection system for aircraft parts having very thin features based on CAD/CAI integration. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*. 1996. V. 12, Iss. 6. P. 442-449. DOI: 10.1007/bf01186933
7. Schneider M., Friebe H., Galanulis K. Validation and optimization of numerical simulations by optical measurements of tools and parts. *Proceedings of the International Conference of International Deep Drawing Research Group, IDDRG 2008 (June, 16-18, 2008, Olofström, Sweden)*. 2008. P. 327-332.
8. Bezyazichniy V.F., Nepomiluev V.V. Technology of virtual assembling. *Assembling in Mechanical Engineering and InstrumentMaking*. 2011. No. 6. P. 3-14. (In Russ.)
9. Shapiro L.G., Stockman G.C. Computer vision. New Jersey: Prentence Hall, 2001. 580 p.

МНОГОПОЗИЦИОННЫЙ КОНТРОЛЬ С ПОМОЩЬЮ ЛАЗЕРНОГО ТРЕКЕРА ПЕРЕМЕЩЕНИЙ ЭЛЕМЕНТОВ КРУПНОГАБАРИТНОЙ КОНСТРУКЦИИ В ПРОЦЕССЕ СТАТИЧЕСКОГО НАГРУЖЕНИЯ

© 2023

Н. А. Сазонникова доктор технических наук, профессор кафедры автоматических систем энергетических установок; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; nasazonnikova@yandex.ru

Р. В. Уклеин аспирант кафедры автоматических систем энергетических установок; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; romanfonuklein@yandex.ru

Контроль геометрических параметров изделий аэрокосмической техники на разных стадиях изготовления и оценка их соответствия требованиям конструкторской документации является одной из важнейших задач производства. Использование лазерных автоматизированных измерительных систем измерительных средств позволяет повысить скорость проводимых измерений и использовать в качестве эталона цифровую модель изделия. В работе рассматривается двухпозиционный контроль бака одного из компонентов топлива проектируемой ракеты-носителя, изготовленного из сплава АМг-6. Контроль геометрических параметров проводится при двух режимах статического нагружения. При этом погрешность определения линейных размеров не должна превышать 150 мкм. Построена математическая модель измерительной системы многопозиционного контроля и получены уравнения для оценки неопределённости измерений при многопозиционном контроле. Значение функции ошибок, представляющей собой разницу ошибок определения координат опорных точек и контролируемых точек объекта измерений, должно быть минимальным. Математическая модель в дальнейшем использована для проведения численного моделирования, которое позволит выбрать оптимальную конфигурацию измерительной системы многопозиционного контроля для оценки геометрических параметров бака в процессе нагружения

Лазерный трекер; многопозиционный контроль; система опорных точек; оптимальная конфигурация; матрица трансформации

Цитирование: Сазонникова Н.А., Уклеин Р.В. Многопозиционный контроль с помощью лазерного трекера перемещений элементов крупногабаритной конструкции в процессе статического нагружения // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2023. Т. 22, № 2. С. 91-104. DOI: 10.18287/2541-7533-2023-22-2-91-104

Введение

Контроль геометрических параметров изделий аэрокосмической техники на разных стадиях изготовления и оценка их соответствия требованиям конструкторской документации являются одной из важнейших задач производства. Возможности проведения контроля в значительной степени зависят от применяемых средств измерений, их точности и уровня автоматизации. Одной из наиболее важных задач при сборке крупногабаритных изделий является контроль деформаций элементов конструкций при разных видах нагружений в статическом и динамическом режимах.

Анализ существующих методов измерений показал, что контроль геометрии крупногабаритных изделий осуществляется как с применением специальных шаблонов, так и посредством лазерных измерительных систем.

Контроль геометрии крупногабаритных частей деталей и сборок, который проводят с помощью шаблонов, занимает значительную часть в измерениях в авиационной и космической отраслях. Данная технология контроля отработана и не требует высокой

квалификации рабочих, однако она имеет ряд существенных недостатков, так как на каждую группу элементов требуется индивидуальный заготовленный шаблон. Данная технология также не позволяет в полной мере оценить величину отклонения от требований, определенных в конструкторской документации. При каких-либо доработках в конструкции изделия необходимо заменять шаблон. Использование лазерных измерительных систем позволяет проводить бесконтактные измерения для крупногабаритных изделий любой формы на различных этапах технологического процесса и оценить реальные значения геометрических параметров изделий.

Наилучшие результаты при решении таких задач могут быть получены при использовании лазерных автоматизированных измерительных систем, таких как лазерные сканеры и лазерные трекары. Использование таких измерительных средств позволяет повысить скорость проводимых измерений и использовать в качестве эталона цифровую модель изделия.

Лазерный трекары представляет собой следящую измерительную систему. Он позволяет определить пространственное положение точки, заданной отражателем, в сферической системе координат. В том случае, если невозможно провести контроль геометрии крупногабаритного изделия с помощью одного лазерного трекара, используются несколько лазерных трекаров одновременно или последовательно проводится контроль при измерениях одним лазерным трекаром с нескольких стоянок. Такая методика получила название многопозиционного контроля. Однако в этих случаях возникает проблема привязки двух или более систем координат независимых измерений. Преобразование измеренных параметров из систем координат стоянок лазерного трекара в систему координат контролируемого объекта (сборки) осуществляется с помощью матрицы трансформации.

При однопозиционном контроле на точность определения дальности и угловых координат как в режиме интерферометра, так и в режиме абсолютного дальномера существенное влияние оказывает расстояние от измерительной головки лазерного трекара до отражателя. Существенными факторами также являются вид отражателя, точность его установки, расположение отражателей на контролируемом объекте, а также характеристики окружающей среды (температура, влажность), влияние которых учитывает встроенная метеостанция. Погрешность оценки геометрических параметров объекта также зависит от выбранных видов адаптеров и кронштейнов для крепления отражателей [1 – 3].

Системы многопозиционного контроля широко применяются при сборке летательных аппаратов [1]. При этом коэффициенты чувствительности трансформационной матрицы учитывают поворот и сдвиг системы координат, а неопределённость измерений всей системы зависит от конфигурации опорной сети. Значение этих коэффициентов резко падает с увеличением расстояния от трекара до опорной точки. Наилучшая точность измерения дальности трекаром достигается в диапазоне углов $\pm 20^\circ$.

Точность определения координат заданных точек при многопозиционном контроле зависит от ряда факторов. Наиболее существенными являются расположение стоянок лазерного трекара и опорных точек, которые вносят существенный вклад в трансформационную матрицу [1]. Большую роль также играет выбор системы координат измерительной системы и контролируемого объекта, а также способа привязки между ними [2].

Оптимизация многопозиционной измерительной системы может осуществляться за счёт выбора расположения стоянок трекара [2]. При этом расположение стоянок лазерного трекара оказывает существенное влияние на точность определения координат при многопозиционном контроле.

При разработке системы многопозиционного контроля для уменьшения числа неизвестных в математической модели измерительной системы за начало системы координат измерительной системы принимаются координаты первой стоянки трекера. В работе [2] представлена математическая модель, позволяющая оценить погрешность определения координат при многопозиционном контроле. Оптимальным является такое расположение лазерного трекера, при котором все контролируемые точки находятся в поле его зрения при минимально возможном его удалении от объекта контроля. При этом погрешность измерения дальности зависит от режима измерений лазерного трекера (режим абсолютного дальномера (ADM) и интерферометра (IFM)). Применение метода последовательного многопозиционного контроля позволяет снизить погрешность определения координат в 2-3 раза по сравнению с однопозиционным контролем.

На точность определения геометрических параметров объекта также оказывают влияние расположение отражателей и конструкция кронштейнов [3]. В данной работе проводилась оценка неопределённостей измерения, связанных с влиянием расположения отражателей и кронштейнов. Выявлено, что погрешность вдоль оси излучения отличается от погрешности по двум другим координатам.

Большую роль при разработке системы многопозиционного контроля играет способ привязки систем координат лазерных трекеров. Авторами работы [4] введено понятие самокалибровки измерительной системы. Оно предполагает минимальную разницу между номинальным и измеренным значением расстояния от трекера до отражателя. Координаты каждого отражателя должны быть измерены минимум тремя лазерными трекерами. Дальнейшее развитие метод самокалибровки применительно к выбору наилучшей конфигурации системы многопозиционного контроля получил в работе [5], в которой авторы рассматривали минимизацию неопределённости измерений, связанной с расположением стоянок трекера и числом стоянок. Основной целью данной работы является выбор наилучшей конфигурации измерительной системы. Показано, что точность определения координат возрастает с увеличением числа стоянок трекера. В данной работе выбраны оптимальные конфигурации для систем с 4-мя, 5-ю и 6-ю стоянками и определено требуемое число измеряемых точек для самокалибровки измерительной системы.

Для уменьшения чувствительности системы многопозиционного контроля к системе опорных точек целесообразно вводить обобщённую систему координат [6]. Здесь рассматривается привязка систем координат различных стоянок лазерных трекеров и минимизация неопределённостей измерений при обобщённой системе координат.

В работах [7 – 9] введены два вида коэффициентов, учитывающие соотношение между радиальной и угловой погрешностью лазерного трекера, а также угол расположения трекера. Во всех случаях для определения случайной составляющей неопределённости измерений и оптимизации измерительной системы целесообразно использовать численное моделирование в соответствии с руководством по выражению неопределённости измерений [10; 11].

При многопозиционном контроле процесс привязки систем координат стоянок лазерных трекеров осуществляется в программном пакете «Spatial Analyzer» с использованием модуля «Unified Spatial Metrology Network» (USMN). Модуль «Measurement Simulation» позволяет провести предварительное моделирование измерительной сети и исследование влияния расстояния от лазерного трекера до объекта измерений на параметры эллипсоидов погрешностей при производстве геодезических измерений лазерными трекерами API Radian и Leica 400-й серии [9]. Так как программный пакет «Spatial Analyzer» работает в предположении равенства погрешностей измерений по трём координатным осям, при обработке полученных результатов необходима коррекция погрешностей. В работе [9] разработан алгоритм вычисления оптимальных параметров

(углов и расстояний от инструмента до отражателя) при работе с лазерными трекерами с учётом заданного допуска и радиуса проектной кольцевой оси.

Алгоритм USMN целесообразно использовать совместно с имитационным моделированием методом Монте-Карло для оценки неопределённости измерений при многопозиционном контроле [12].

Задачи исследования

Целью данной работы являлась разработка системы двухпозиционного контроля геометрических параметров бака одного из компонентов топлива проектируемой ракеты-носителя, изготовленного из сплава АМг-6 для определения поля перемещений, возникающих при статическом нагружении. Габариты бака составляют в длину 13560 мм и в диаметре 4100 мм. В ходе проведения измерений необходимо оценить величины абсолютных перемещений 20-ти точек, расположенных в двух сечениях контролируемого объекта. При этом погрешность трёхкоординатных измерений не должна превышать 100 мкм.

В представленном случае рабочие габариты испытываемого изделия не позволяли провести измерения с одной стоянки лазерного трекера. Для решения задачи измерения было предложено применение схемы двухпозиционного контроля. Необходимо отметить, что при составлении данной схемы взаимное расположение отражателей опорной системы точек было выбрано таким образом, чтобы каждая точка обозревалась с любой предполагаемой стоянки трекера. Также было учтено, что при многопозиционном контроле на точность определения дальности и угловых координат – как в режиме интерферометра, так и в режиме абсолютного дальномера – существенное влияние оказывают расстояние от измерительной головки лазерного трекера до отражателя и их взаимное расположение относительно объекта испытаний.

Объект измерений (рис. 1) представляет собой крупногабаритную цилиндрическую оболочку, установленную на ложементы и жёстко закреплённую в районах опор установки ложементов при помощи гибких элементов. В конструкции закрепления предусмотрены механизмы, создающие статическую нагрузку по направлению от теоретической оси объекта к «полу». Таким статическим нагружением имитируются условия транспортировки объекта на место проведения испытаний. В ходе измерения перемещений была создана схема измерения, предусматривающая установку в опорах объекта испытаний 20 сферических отражателей диаметром 12,7 мм (рис. 2) и опорной сети для локализации положения трекера, состоящей из 6 сферических отражателей диаметром 38,1 мм.

К измерительной системе предъявляются следующие требования по точности: погрешность измерения контрольных точек не более 150 мкм, погрешность, связанная с локализацией измерительной системы, – не более 50 мкм. Исходя из заданных требований для работы выбрана измерительная система на базе лазерного трекера API Radian. Пространственная погрешность его измерений составляет $10 \text{ мкм} + 5 \text{ мкм/м}$ [13]. То есть на предполагаемом расстоянии в 5 м минимальная погрешность измерений составит порядка 35 мкм. Это означает, что для того, чтобы обеспечить требуемую точность, неопределённость измерений должна составлять не более 115 мкм.

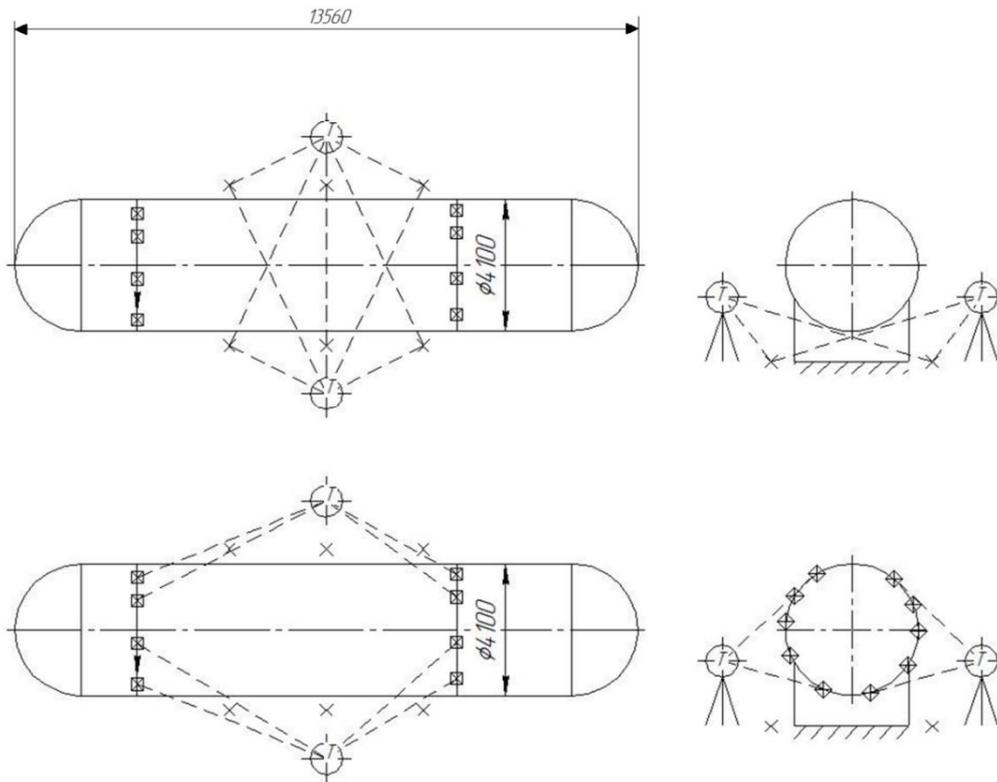


Рис. 1. Схематическое отображение объекта измерений, установки опорной сети и отражателей

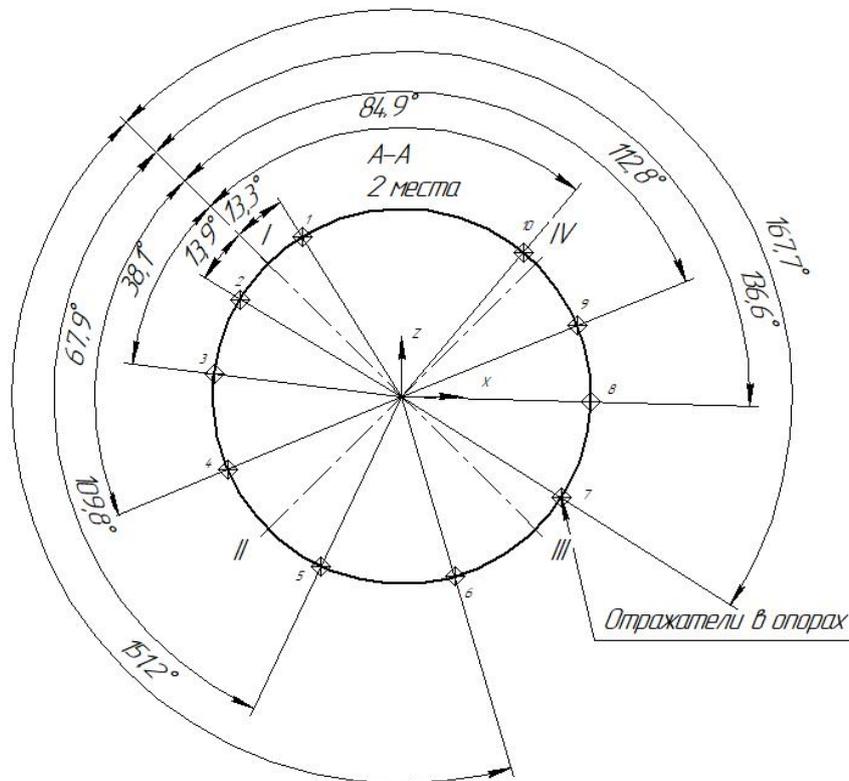


Рис. 2. Расположение отражателей в сечении бака

Математическая модель измерительной системы

Для оценки взаимосвязи параметров измерительной системы и их влияния на точность измерений необходимо построить математическую модель данной измерительной системы. Так как данный вариант измерительной системы не реализует принцип мультилатерации (не для всех контролируемых точек может быть измерены координаты с двух стоянок трекера), то данная модель будет определять взаимосвязь между параметрами измерительной системы и их влияние на точность измерений. Схема измерительной системы поясняется на рис. 3: R_1, R_2, \dots, R_6 – опорные точки; S_1, S_2 – стоянки лазерного трекера.

Стоянки трекеров имеют следующие координаты:

$$S_1 (x_2; y_{s1}; z_{s1}),$$

$$S_2 (x_2; y_{s2}; z_{s1}).$$

Опорные точки имеют координаты:

$$R_1 (0; 0; 0),$$

$$R_2 (x_2; 0; 0),$$

$$R_3 (x_3; 0; 0),$$

$$R_4 (0; y_4; 0),$$

$$R_5 (x_2; y_4; 0),$$

$$R_6 (x_3; y_4; 0).$$

Для минимизации ошибки измерений, связанной с расположением опорных точек, была выбрана система координат, начало которой проходит через опорную точку R_1 .

Для того, чтобы проводить оценку перемещений контролируемых точек в процессе нагружений, необходимо привести результаты измерений двух лазерных трекеров в общую систему координат с учётом матрицы сдвига:

$$X = T x', \quad (1)$$

где T_i – матрица сдвига, определяющая соотношение между обобщённой системой координат и i -й стоянкой лазерного трекера; X_i – координаты контролируемой точки в обобщённой системе координат; x_i – координаты контролируемой точки в системе координат i -го лазерного трекера.

При построении математической модели будем считать, что при преобразовании систем координат происходит только сдвиг, но нет поворота осей:

$$T_{\text{сдв}} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & \Delta x \\ 0 & 1 & 0 & \Delta y \\ 0 & 0 & 1 & \Delta z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad (2)$$

где $\Delta x, \Delta y, \Delta z$ – величины смещений между двумя системами координат по осям x, y и z соответственно. В свою очередь, эти величины можно записать в виде выражения:

$$\begin{cases} \Delta x = x_i - x_0, \\ \Delta y = y_i - y_0, \\ \Delta z = z_i - z_0, \end{cases} \quad (3)$$

где x_i, y_i, z_i – координаты текущего положения трекера; x_0, y_0, z_0 – координаты начала системы координат, соответствующие первой опорной точке (рис. 3).

Исходя из вышеуказанного, уравнение (1) для двух стоянок трекера можно записать следующим образом:

$$X_1 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & x_1 - x_0 \\ 0 & 1 & 0 & y_1 - y_0 \\ 0 & 0 & 1 & z_1 - z_0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ z_1 \\ 1 \end{bmatrix}; \quad (4)$$

$$X_2 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & x_2 - x_0 \\ 0 & 1 & 0 & y_2 - y_0 \\ 0 & 0 & 1 & z_2 - z_0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x_2 \\ y_2 \\ z_2 \\ 1 \end{bmatrix}.$$

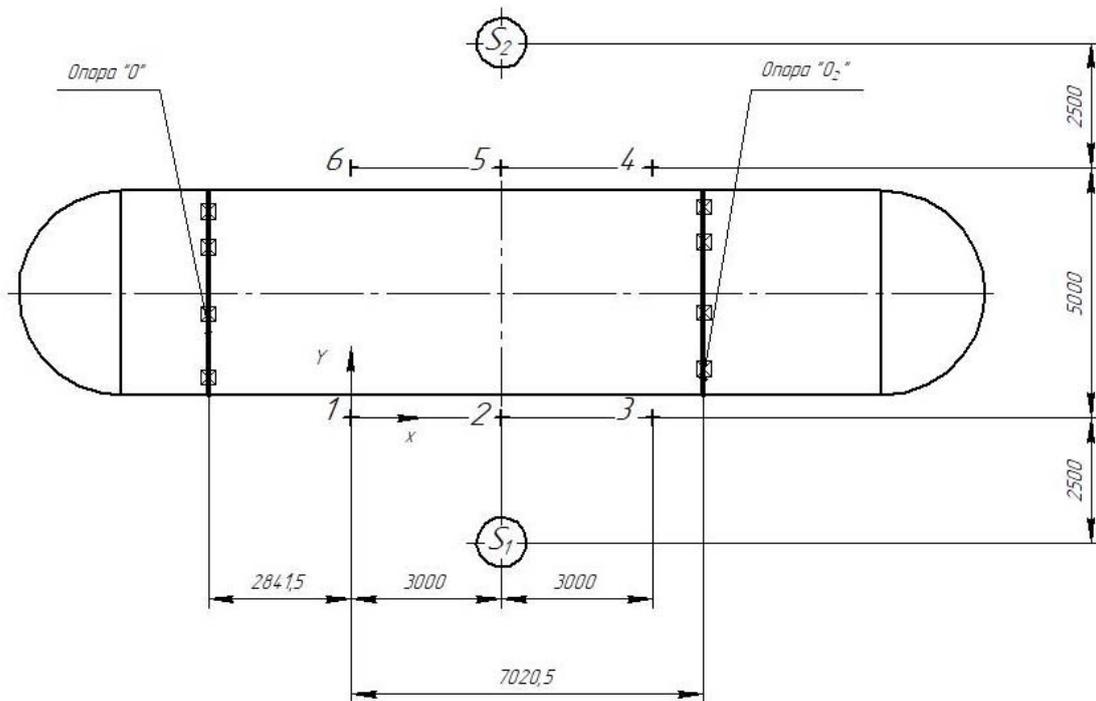


Рис. 3. Схема измерительной системы

Основываясь на уравнении, определяющем расстояние между двумя точками по определённым координатам [14], можно записать следующие уравнения, определяющие расстояния между стоянками трекера S_1, S_2 и опорной точкой R_1 , соответствующей началу выбранной системы координат:

$$L_{S_1} = \sqrt{x_2^2 + y_{S_1}^2 + z_{S_1}^2};$$

$$L_{S_2} = \sqrt{x_2^2 + y_{S_2}^2 + z_{S_1}^2}. \tag{5}$$

Расстояние между трекером S_1 и опорными точками определяется следующими уравнениями:

$$L_{R2} = \sqrt{y_{S_1}^2 + z_{S_1}^2},$$

$$L_{R3} = \sqrt{(x_2 - x_3)^2 + y_{S_1}^2 + z_{S_1}^2},$$

$$L_{R4} = \sqrt{x_2^2 + (y_{S_1} - y_4)^2 + z_{S_1}^2}, \tag{6}$$

$$L_{R5} = \sqrt{(y_{S_1} - y_4)^2 + z_{S_1}^2},$$

$$L_{R6} = \sqrt{(x_2 - x_3)^2 + (y_{S_1} - y_4)^2 + z_{S_1}^2}.$$

Расстояние между трекером S_1 и контролируемыми точками j на объекте:

$$L_{S_1j} = \sqrt{(x_2 - x_j)^2 + (y_{S_1} - y_j)^2 + (z_{S_1} - z_j)^2}, \tag{7}$$

где j – номер контролируемой точки.

В предлагаемой математической модели ошибка определения координат измеряемых точек будет в существенной степени определяться ошибкой привязки систем координат.

Величина ошибки определения расстояния между опорными точками и стоянками лазерного трекера определяется зависимостью:

$$f_{Rk} = \sqrt{(x_{S_1} - x_k)^2 + (y_{S_1} - y_k)^2 + (z_{S_1} - z_k)^2} - L_{Rk}, \tag{8}$$

где k – номер опорной точки, $k = 1, 2, \dots, 6$.

Точность привязки будет определяться величиной ошибки f_{Rk} (8).

Таким образом, построена математическая модель измерительной системы многопозиционного контроля и получены уравнения для оценки неопределённости измерений при многопозиционном контроле. Данная математическая модель включает в себя систему уравнений, определяющих расстояния между стоянками трекера, контролируемыми точками объекта измерений и точками опорной сети, а также трансформационную матрицу, определяющую соотношения между системами координат стоянок трекера и системой координат контролируемого бака. При этом значение функции ошибок, представляющей собой разницу ошибок определения координат

опорных точек и контролируемых точек объекта измерений, должно быть минимальным. Данная модель будет в дальнейшем использована для проведения численного моделирования неопределённости измерений в зависимости от параметров измерительной системы, что позволит выбрать оптимальную конфигурацию измерительной системы многопозиционного контроля для оценки геометрических параметров бака в процессе нагружения, соответствующую минимальному значению неопределённости измерения координат контролируемых точек поверхности бака.

Контроль геометрических параметров проводится при двух режимах статического нагружения, соответствующих транспортировке бака в составе ступени и транспортировке только бака. При этом погрешность определения линейных размеров не должна превышать 150 мкм.

Методика проведения измерений

Блок-схема методики представлена на рис. 4. Объект измерений устанавливается на ложементы, далее на нём устанавливаются гидравлические элементы, создающие постепенную нагрузку. Для опоры O максимальная нагрузка составляет 204,3 кН, для опоры O_2 181,9 кН. Затем монтируется система измерений: на полу возле бака устанавливается опорная сеть из шести сферических отражателей диаметром 38,1 мм по три с каждой стороны бака. В зоне опор радиально устанавливаются по 10 отражателей радиусом 12,7 мм и два лазерных трекера, как указано на рис. 3.

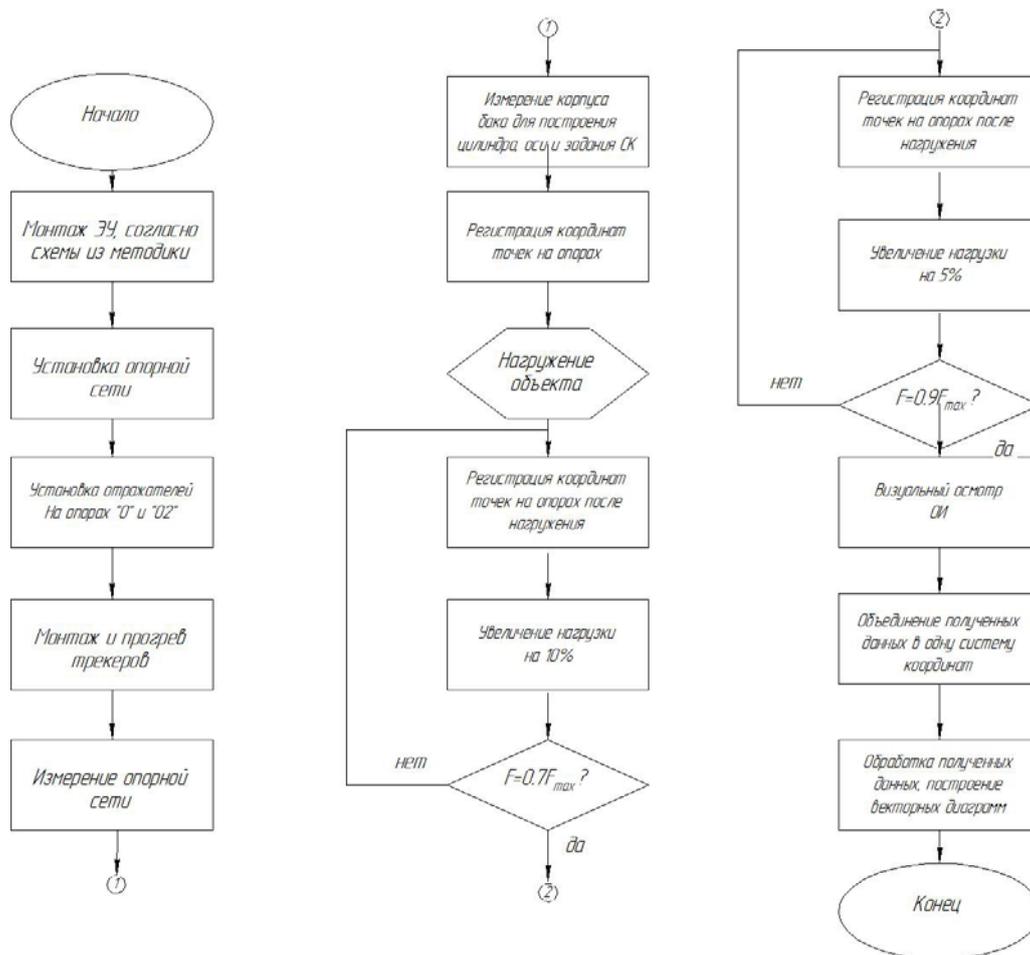


Рис. 4. Блок-схема методики проведения обмеров

После монтажа измерительной системы и прогрева трекеров производится обмер точек опорной сети с обеих стоянок и первичный обмер контрольных точек на опорах. С целью минимизации возможной ошибки измерений каждая контрольная точка обмеряется по 5 раз с целью получения «усреднённого» значения. В ходе испытаний на первом этапе нагружений производится увеличение нагрузки на каждой опоре одновременно на 10% от максимальной до достижения показателя в 70% включительно. Аналогичным образом показания после каждого увеличения нагрузки снимаются пятикратно. На втором этапе производится нагружение от 70 до 90% включительно с интервалом каждые 5%. По достижении 90% нагрузки с объекта нагружения снимается нагрузка. После цикла нагружений проводится визуальный контроль объекта на наличие дефектов конструкции. Результаты проведённых измерений при помощи измеренных заранее точек опорной сети объединяются в одну систему координат и отображаются в виде числовых массивов данных и графического отображения в виде векторов отклонений для большей наглядности. Собранные данные для удобства были объединены в виде графиков.

Результаты измерений

Пример результатов измерений одного из режимов нагружения бака представлен в виде графика на рис. 5. Суммарная неопределённость 3D-измерений для отдельно взятой точки по результатам расчётов с использованием программного пакета Spatial Analyzer не превысила 100 мкм. Однако часть этой неопределённости измерений не всегда бывает возможно учесть в рамках аналитического расчёта ввиду случайного характера ошибок определения координат лазерным трекером, а также влияния на неопределённость определения координат контролируемых точек таких факторов, как преломление лазерного луча или температурного градиента объекта измерений. Максимальная неопределённость измерений, рассчитанная с помощью программного пакета Spatial Analyzer по результатам проведённых измерений составляет не более 75 мкм.

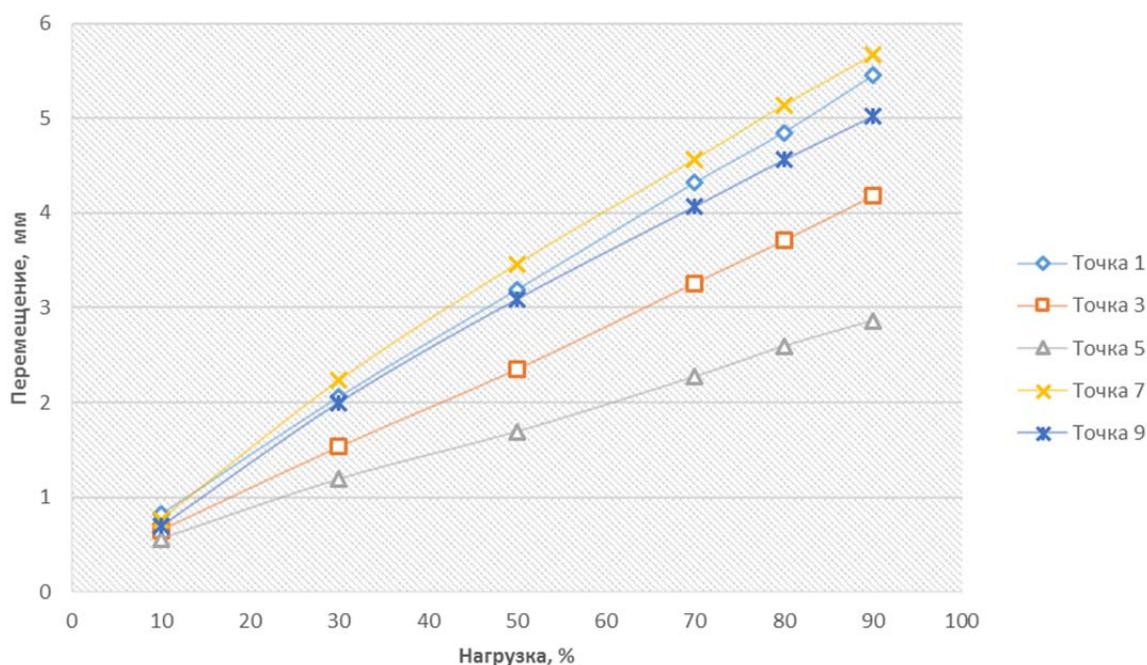


Рис. 5. Зависимости перемещений от нагружения на опоре O_2 (в процентах от максимальной нагрузки на опоре)

Оценка проводилась методом опроса сигнала, отражённого от сферического отражателя с частотой 100 Гц, на протяжении одной секунды и автоматизированного определения среднеквадратичного отклонения на основании полученных данных. Значения отклонений выводились на экран после каждого измерения каждой точки. В качестве максимальной неопределённости измерения координат измерения точек принималось максимальное значение, которое было получено в ходе регистрации показаний. Неопределённость, связанная с локализацией лазерного трекера, определяется как модуль вектора каждой вновь измеряемой точки опорной сети относительно самого первого обмера точек опорной сети. На данном этапе определялась неопределённость привязки стоянок лазерного трекера. Неопределённость измерения координат опорных точек определялась аналогично методом опроса. Наибольшее значение модуля вектора, образованного между координатами первого обмера и последующих, принимается за максимальную неопределённость измерений, связанную с локализацией лазерного трекера. При расчётах неопределённости измерений использовалась стандартная методика. Максимальная неопределённость, связанная с локализацией лазерного трекера, составила не более 20 мкм, что соответствует заданным требованиям по точности проведения измерений. Дальнейшие улучшения данных показателей возможно получить, применяя схему мультилатерации за счёт исключения составляющей погрешности, связанной с определением угловых координат.

Заключение

Статические испытания являются одним из наиболее важных этапов экспериментальной отработки изделий. Традиционные схемы измерений перемещений, как правило, позволяют определить их с достаточной точностью, но являются довольно трудоёмкими в плане подготовительного процесса. Для упрощения получения результатов в данной статье была предложена схема измерений перемещений при помощи лазерного трекера. В ходе работы была разработана математическая модель системы измерений, учитывающая расположение стоянок трекера, опорных точек и контролируемых точек на баке. На основе математической модели был предложен алгоритм проведения измерений при испытаниях и произведены расчёты погрешностей. Реализация предложенной схемы позволяет обеспечить требуемую точность измерений.

Предложенная методика измерения перемещений при статических испытаниях крупногабаритных изделий позволяет оперативно получать необходимую информацию практически в «полевых условиях» т.е. без проведения большого объёма подготовительных операций по монтажу схемы испытаний в специальном стапеле. При этом снижается длительность и трудоёмкость работ, а также значительно уменьшается объём изготавливаемой испытательной оснастки и количество используемых линейных датчиков перемещений.

Библиографический список

1. Jin Z., Yu C., Li J., Ke Y. Configuration analysis of the ERS points in large-volume metrology system // *Sensors*. 2015. V. 15, Iss. 9. P. 24397-24408. DOI: 10.3390/s150924397
2. Wang H., Shao Z., Fan Z., Han Z. Configuration optimization of laser tracker stations for position measurement in error identification of heavy-duty machine tools // *Measurement Science and Technology*. 2019. V. 30, Iss. 4. DOI: 10.1088/1361-6501/ab048b
3. Muelaner J.E., Wang Z., Keogh P.S., Brownell J., Fisher D. Uncertainty of measurement for large product verification: evaluation of large aero gas turbine engine

datums // Measurement Science and Technology. 2016. V. 27, Iss. 11. DOI: 10.1088/0957-0233/27/11/115003

4. Takatsuji T., Goto M., Kirita A., Kurosawa T., Tanimura Y. The relationship between the measurement error and the arrangement of laser trackers in laser trilateration // Measurement Science and Technology. 2000. V. 11, Iss. 5. P. 477-483. DOI: 10.1088/0957-0233/11/5/305

5. Zhang D., Roltand S., Maropoulos P. Modelling and optimization of novel laser multilateration schemes for high-precision applications // Measurement Science and Technology. 2005. V. 16, Iss. 12. P. 2541-2547. DOI: 10.1088/0957-0233/16/12/020

6. Gai Y., Zhang J., Guo J., Shi X., Wu D., Chen K. Construction and uncertainty evaluation of large-scale measurement system of laser trackers in aircraft assembly // Measurement. 2020. V. 165. DOI: 10.1016/j.measurement.2020.108144

7. Aguado S., Santolaria J., David Samper D., Aguilar J.J. Forecasting method in multilateration accuracy based on laser tracker measurement // Measurement Science and Technology. 2017. V. 28, Iss. 2. DOI: 10.1088/1361-6501/aa5073

8. Muralikrishnan B., Phillips S., Sawyer D. Laser trackers for large scale dimensional metrology: A review // Precision Engineering. 2016. V. 44. P. 13-28. DOI: 10.1016/j.precisioneng.2015.12.001

9. Сердаков Л.Е. Разработка методики геодезического обеспечения для монтажа технологического оборудования источников синхротронного излучения. Дис. ... канд. техн. наук. Новосибирск, 2020. 117 с.

10. JCGM 100: 2008. Evaluation of measurement data – Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement. JCGM, 2008. 120 p.

11. Zhu X., Zheng L., Tang X. Configuration optimization of laser tracker stations for large-scale components in non-uniform temperature field using Monte-Carlo method // Procedia CHIRP. 2016. V. 56. P. 261-266. DOI: 10.1016/j.procir.2016.10.078

12. Aguado S., Santolaria J., Samper D., Aguilar J.J. Influence of measurement noise and laser arrangement on measurement uncertainty of laser tracker multilateration in machine tool volumetric verification // Precision Engineering. 2013. V. 37, Iss. 4. P. 929-943. DOI: 10.1016/j.precisioneng.2013.03.006

13. Лазерные трекееры API Radian. https://nevatec.ru/wp-content/uploads/2021/10/radian_web-postranichno-10_08_20.pdf

14. ГОСТ Р 8.736-2011. Государственная система обеспечения единства измерений. Измерения прямые многократные. Методы обработки результатов измерений. Основные положения. М.: Стандартинформ, 2019. 20 с.

MULTI-POSITION CONTROL OF MOVEMENTS OF LARGE-SIZED STRUCTURAL ELEMENTS DURING STATIC LOADING USING A LASER TRACKER

© 2023

N. A. Sazonnikova Doctor of Science (Engineering), Professor of the Department of Power Plant Automatic Systems; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; nasazonnikova@yandex.ru

R. V. Uklein Postgraduate Student of the Department of Power Plant Automatic Systems; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; romanfonuklein@yandex.ru

One of the most important tasks in the manufacturing of aerospace products is the control of their geometric parameters at various stages of production and assessment of their compliance with the requirements of design documentation. The use of laser automated measuring systems makes it possible to increase the measurement speed and to use the product digital model as a reference point. The best results in solving such problems can be obtained using laser automated measuring systems, such as laser scanners and laser trackers. In this paper a two-position measurement system is applied to control the aluminum alloy fuel component tank of the designed launch vehicle with two modes of static loading, corresponding to different transportation conditions. In this case, the linear dimension error should not exceed 150 μm . A mathematical model of a multi-position measuring system is constructed and measurement uncertainty equations are obtained. In this case, the error function value that represents the difference between the errors in determining the coordinates of the reference points and the controlled points of the measurement object should be minimal. This mathematical model will be further used for numerical modeling that will allow selecting the optimal configuration of a measuring system for multi-position control of the tank geometric parameters in the static loading process.

Laser tracker; multi-position control; reference point system; optimal configuration; transformation matrix

Citation: Sazonnikova N.A., Uklein R.V. Multi-position control of movements of large-sized structural elements during static loading using a laser tracker. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2023. V. 22, no. 2. P. 91-104. DOI: 10.18287/2541-7533-2023-22-2-91-104

References

1. Jin Z., Yu C., Li J., Ke Y. Configuration analysis of the ERS points in large-volume metrology system. *Sensors*. 2015. V. 15, Iss. 9. P. 24397-24408. DOI: 10.3390/s150924397
2. Wang H., Shao Z., Fan Z., Han Z. Configuration optimization of laser tracker stations for position measurement in error identification of heavy-duty machine tools. *Measurement Science and Technology*. 2019. V. 30, Iss. 4. DOI: 10.1088/1361-6501/ab048b
3. Muelaner J.E., Wang Z., Keogh P.S., Brownell J., Fisher D. Uncertainty of measurement for large product verification: evaluation of large aero gas turbine engine datums. *Measurement Science and Technology*. 2016. V. 27, Iss. 11. DOI: 10.1088/0957-0233/27/11/115003
4. Takatsuji T., Goto M., Kirita A., Kurosawa T., Tanimura Y. The relationship between the measurement error and the arrangement of laser trackers in laser trilateration. *Measurement Science and Technology*. 2000. V. 11, Iss. 5. P. 477-483. DOI: 10.1088/0957-0233/11/5/305
5. Zhang D., Roltand S., Maropoulos P. Modelling and optimization of novel laser multilateration schemes for high-precision applications. *Measurement Science and Technology*. 2005. V. 16, Iss. 12. P. 2541-2547. DOI: 10.1088/0957-0233/16/12/020
6. Gai Y., Zhang J., Guo J., Shi X., Wu D., Chen K. Construction and uncertainty evaluation of large-scale measurement system of laser trackers in aircraft assembly. *Measurement*. 2020. V. 165. DOI: 10.1016/j.measurement.2020.108144
7. Aguado S., Santolaria J., David Samper D., Aguilar J.J. Forecasting method in multilateration accuracy based on laser tracker measurement. *Measurement Science and Technology*. 2017. V. 28, Iss. 2. DOI: 10.1088/1361-6501/aa5073
8. Muralikrishnan B., Phillips S., Sawyer D. Laser trackers for large scale dimensional metrology: A review. *Precision Engineering*. 2016. V. 44. P. 13-28. DOI: 10.1016/j.precisioneng.2015.12.001
9. Serdakov L.E. *Razrabotka metodiki geodezicheskogo obespecheniya dlya montazha tekhnologicheskogo oborudovaniya istochnikov sinkhrotronnogo izlucheniya. Diss. ... kand. tekhn. nauk* [Development of a procedure of geodetic support for mounting the process

equipment of synchrotron emission sources. Thesis for a Candidate Degree in Engineering]. Novosibirsk, 2020. 117 p.

10. JCGM 100: 2008. Evaluation of measurement data – Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement. JCGM, 2008. 120 p.

11. Zhu X., Zheng L., Tang X. Configuration optimization of laser tracker stations for large-scale components in non-uniform temperature field using Monte-Carlo method. *Procedia CHIRP*. 2016. V. 56. P. 261-266. DOI: 10.1016/j.procir.2016.10.078

12. Aguado S., Santolaria J., Samper D., Aguilar J.J. Influence of measurement noise and laser arrangement on measurement uncertainty of laser tracker multilateration in machine tool volumetric verification. *Precision Engineering*. 2013. V. 37, Iss. 4. P. 929-943. DOI: 10.1016/j.precisioneng.2013.03.006

13. *Lazernye trekery API Radian* [Laser Trackers API Radian]. Available at: https://nevatec.ru/wp-content/uploads/2021/10/radian_web-postranichno-10_08_20.pdf

14. GOST R 8.736-2011. State system for ensuring the uniformity of measurements. Multiple Direct measurements. Methods of measurement results processing. Main positions. Moscow: Standartinform Publ., 2019. 20 p. (In Russ.)

НОВЫЕ МЕТОДЫ ВЫЯВЛЕНИЯ ДИАГНОСТИЧЕСКИХ ПРИЗНАКОВ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ РЕДУКТОРОВ АВИАЦИОННЫХ ГТД

© 2023

А. Е. Сундуков кандидат технических наук, директор;
ООО «ПКФ «ТСК», г. Самара;
sunduckov@mail.ru

Е. В. Шахматов академик Российской академии наук, заведующий кафедрой
автоматических систем энергетических установок;
Самарский национальный исследовательский
университет имени академика С.П. Королёва;
shakhm@ssau.ru

Планетарные редукторы авиационных газотурбинных двигателей являются наиболее напряжёнными их узлами. Контроль их технического состояния в условиях эксплуатации посредством измерения температуры масла и наличия в нём стружки, визуальным эндоскопическим методом не обеспечивают требуемой полноты контроля. Высокая виброактивность редукторов, особенно при развитии широко распространённого дефекта в виде износа боковых поверхностей зубьев, требует привлечения дополнительных методов оценки их технического состояния. Практика эксплуатации таких сложных и напряжённых объектов показывает, что наиболее эффективной является виброакустическая диагностика. Однако для авиационных газотурбинных двигателей её использование связано с определёнными трудностями. Это, прежде всего, изменение интенсивности вибрации при перестановке двигателя со стенда на объект. На стенде завода-изготовителя двигателя, как правило, осуществляется сбор экспериментального материала для разработки методик вибродиагностики дефектов. Для преодоления отмеченной проблемы в работе предложены новые методы выявления диагностических признаков износа боковых поверхностей зубьев. Используются как вибрационные процессы, так и сигналы «штатных» тахометрических датчиков частот вращения входного и выходного валов редуктора. Предложен комплекс диагностических признаков на базе частотных параметров. Использование некоторых из них позволяет выполнять оценку технического состояния редуктора двигателя в процессе эксплуатации, например в процессе выполнения регламентных работ.

Турбовинтовой двигатель; редуктор; износ; новые диагностические признаки

Цитирование: Сундуков А.Е., Шахматов Е.В. Новые методы выявления диагностических признаков технического состояния редукторов авиационных ГТД // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2023. Т. 22, № 2. С. 105-115. DOI: 10.18287/2541-7533-2023-22-2-105-115

Введение

Планетарные редукторы авиационных газотурбинных двигателей (ГТД) предназначены для увеличения крутящего момента и обеспечения оптимальной частоты вращения воздушных винтов и вентиляторов. Сложность конструкции, большие передаваемые нагрузки, работа как на стационарных, так и переходных режимах делают редукторы наиболее напряжёнными узлами авиационных ГТД. Контроль их технического состояния в процессе эксплуатации осуществляется с использованием нескольких способов: измерение температуры масла и наличия стружки, визуальный эндоскопический осмотр. Опыт эксплуатации авиационных ГТД с редукторами показывает, что перечисленные методы не обеспечивают необходимую полноту объективного контроля их технического состояния. В работах [1; 2] показано, что генерирование колебаний зубчатыми зацеплениями редукторов авиационных ГТД при развитии износа боковых поверхностей зубьев приводит к возбуждению резонансных колебаний элементов конструкции двигателей вплоть до их усталостных поломок. Общеизвестно, что среди разрушающих методов контроля технического состояния роторных машин виброаку-

стическая диагностика является наиболее эффективной [3; 4]. Используемые здесь подходы позволяют на ранней стадии появления дефекта обеспечить контроль его развития. Следует отметить, что «штатные» системы контроля вибрации ГТД предназначены для оценки интенсивности первых роторных гармоник и процессов в камерах сгорания. Контроль высокочастотной вибрации, генерируемой редуктором, требует применения широкополосных измерительных систем с постановкой соответствующих вибропреобразователей. Очевидно, что успех решения задачи диагностики технического состояния редуктора авиационного ГТД во многом будет определяться набором методов выявления диагностических признаков дефектов при анализе исследуемых процессов. Несмотря на достаточно большое количество диагностических признаков дефектов роторных машин (см., например, [5 – 13]), оценка технического состояния авиационных газотурбинных двигателей и их редукторов представляет определённые трудности. Помимо сложности конструкции, многорежимности, влияния большого количества факторов на их вибрационное состояние есть ещё одно обстоятельство, затрудняющее решение задачи их вибродиагностики. Это связано с тем, что подавляющее число диагностических признаков в той или иной мере используют характеристики интенсивности вибрации. При этом основной экспериментальный материал для построения методик вибродиагностики получают в условиях испытательного стенда завода-изготовителя двигателя. Перестановка двигателя со стенда на объект приводит, как правило, к существенному росту интенсивности вибрации [14]. Использование коэффициентов пересчёта в широком диапазоне частот, который используется в вибродиагностике зубчатых зацеплений, потребует значительных временных и материальных затрат для их определения. Кроме того, неизбежен существенный разброс данных от влияющих факторов. Поэтому весьма актуальным является расширение перечня располагаемых методов анализа и вида анализируемых сигналов с целью преодоления указанных проблем.

Постановка задачи и метод исследований

При эксплуатации авиационных ГТД с редуктором регистрируется довольно большое количество так называемых «штатных» параметров, в том числе частоты вращения входного и выходного валов редуктора. Наши исследования показывают, что анализ сигналов «штатных» тахометрических датчиков частот вращения этих валов может быть использован для оценки технического состояния редуктора.

В настоящей работе предложены новые методы диагностики технического состояния редукторов как с использованием вибрационных процессов, так и на основе анализа сигналов со «штатных» тахометрических датчиков частот вращения ротора турбокомпрессора (ТК – входной вал редуктора) и вала заднего винта (ВЗВ – выходной вал редуктора). Эффективность предложенных методов показана на примере износа боковых поверхностей зубьев пары «солнечная шестерня – сателлиты». Исследовались двигатели, пришедшие в ремонт на завод-изготовитель и имеющие разную степень износа. Параметры сигналов со «штатных» тахометрических датчиков оценивались на максимальном режиме работы (другие режимы оговорены специально) ГТД следующим образом. По автоспектру определялась средняя частота процесса f_p . В полосе $f_p \pm 2$ Гц фильтровался исследуемый сигнал, далее оценивались текущие значения частоты на каждом полупериоде [15]. По массиву значений текущей частоты выполнялся расчёт требуемых характеристик. При оценке вибрационных параметров использовался сигнал с вибропреобразователя, установленного на стыке картеров ТК и редуктора. Ось вибропреобразователя сориентирована в вертикальном направлении (ось Y). При исследовании рассматривались четыре варианта износа [1]:

- 1) текущий – максимальный износ зубьев солнечной шестерни относительно эвольвенты после последнего ремонта (износ 1);
- 2) текущий полный – максимальный износ зубьев солнечной шестерни относительно исходной эвольвенты (износ 2);
- 3) текущий суммарный – сумма максимальных износов зубьев солнечной шестерни и сателлитов относительно эвольвент после последнего ремонта (износ 3);
- 4) суммарный полный – сумма максимальных износов зубьев солнечной шестерни и сателлитов относительно исходных эвольвент (износ 4).

Результаты и их обсуждение

Оценка технического состояния редуктора может быть выполнена по нескольким характеристикам. Некоторые из них приведены на рис. 1 – 8. Здесь и далее представлены результаты для значимых коэффициентов корреляции r . Значимость парного коэффициента корреляции проверяется на основе t -критерия Стьюдента [16]. Расчёт параметра t выполняется по формуле

$$t = \left[\frac{r^2}{1-r^2} (n-2) \right]^{1/2},$$

где n – объём статистики.

Если $t > t_{кр}$ ($t_{кр}$ – критическое значение, определяемое по соответствующей таблице при заданном значении уровня значимости P и объёма статистики n), коэффициент корреляции признается значимым и дается заключение о тесной статистической взаимосвязи между исследуемыми параметрами. В технических приложениях принято использовать $P = 0,05$.

На рис. 1 представлены данные по дисперсии девиации частоты вращения выходного вала редуктора ($D_{ВЗВ}$).

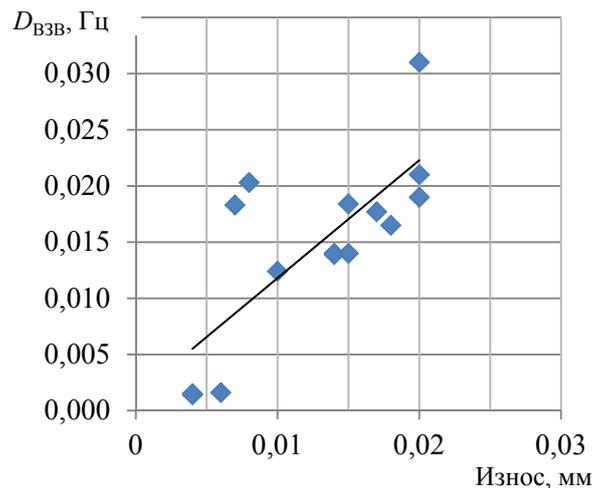


Рис. 1. Зависимость $D_{ВЗВ}$ от величины износа 1, $r=0,75$

Уравнение линейной аппроксимации имеет вид: $y = 1,048x + 0,001$.

Более высокий коэффициент корреляции получен для дисперсии производной ($D'_{ВЗВ}$) от частоты вращения вала заднего винта (рис. 2). Уравнение линейной аппроксимации: $y = 1031x + 0,063$.

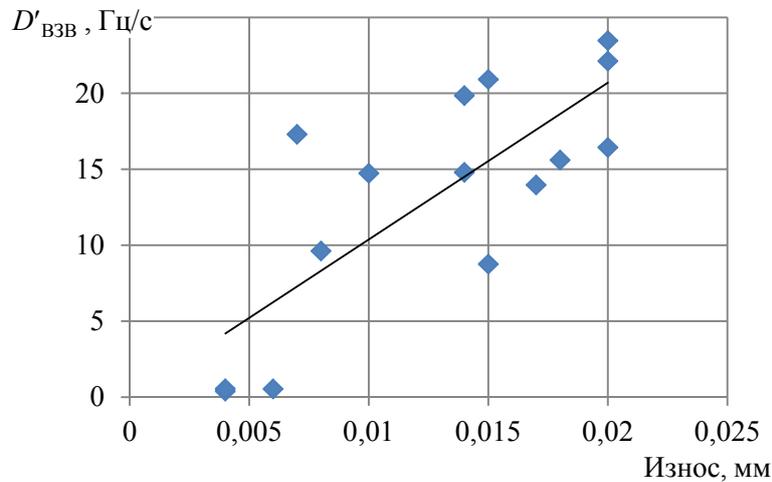


Рис. 2. Зависимость $D'_{ВЗВ}$ от величины износа l , $r = 0,78$

На рис. 3 представлены данные по влиянию износа на величину эксцесса закона распределения текущей частоты тахометрического датчика частоты вращения вала заднего винта.

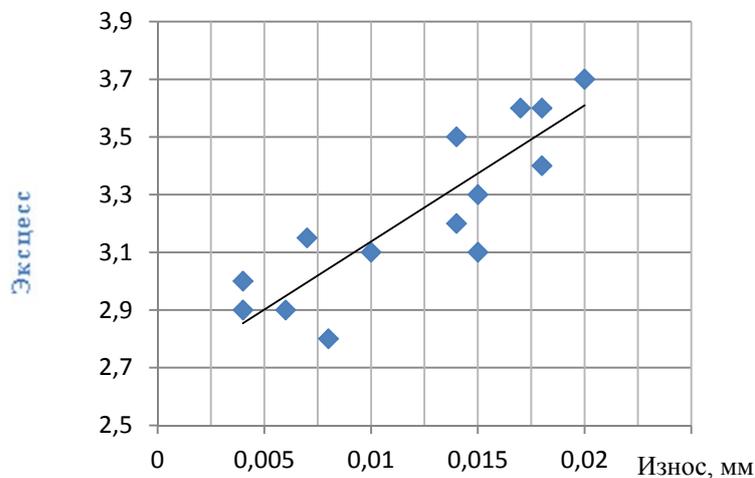


Рис. 3. Зависимость эксцесса плотности распределения текущей частоты вращения ротора выходного вала редуктора от величины износа l , $r = 0,88$

Уравнения линейной аппроксимации имеют вид: $y = 47,24x + 2,664$.

Использование разности дисперсий девиации частот вращения валов ВЗВ и ТК (ΔD) позволяет учесть влияние девиации частоты входного вала редуктора на дисперсию выходного. Соответствующие данные представлены на рис. 4. Это обеспечивает повышение точности и чувствительности метода [17].

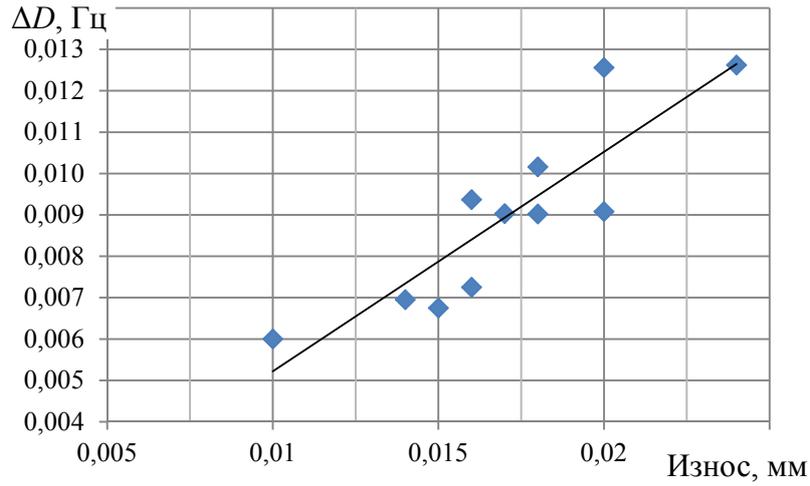


Рис. 4. Зависимость параметра ΔD от величины износа 2, режим работы двигателя 0,85 номинала, $r = 0,88$

Уравнение аппроксимации имеет вид: $y = 0,530x - 0,00008$.

На рис. 5, 6 представлены данные по параметрам девиации частоты вращения ротора ТК.

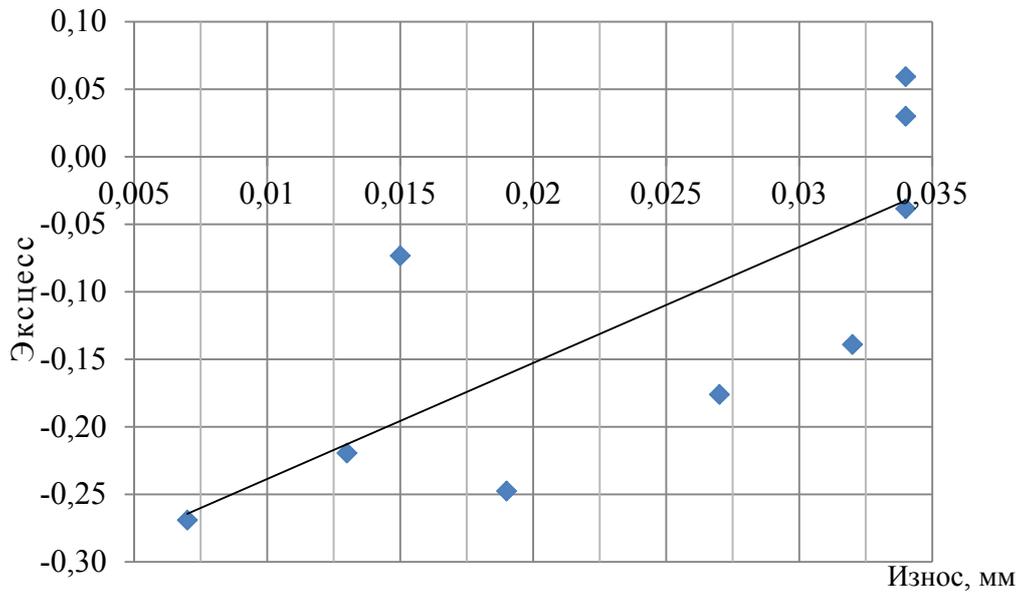


Рис. 5. Зависимость эксцесса плотности распределения текущей частоты вращения ротора ТК от величины износа 2, $r = 0,78$

Уравнение линейной аппроксимации имеет вид: $y = 8,587x - 0,324$.

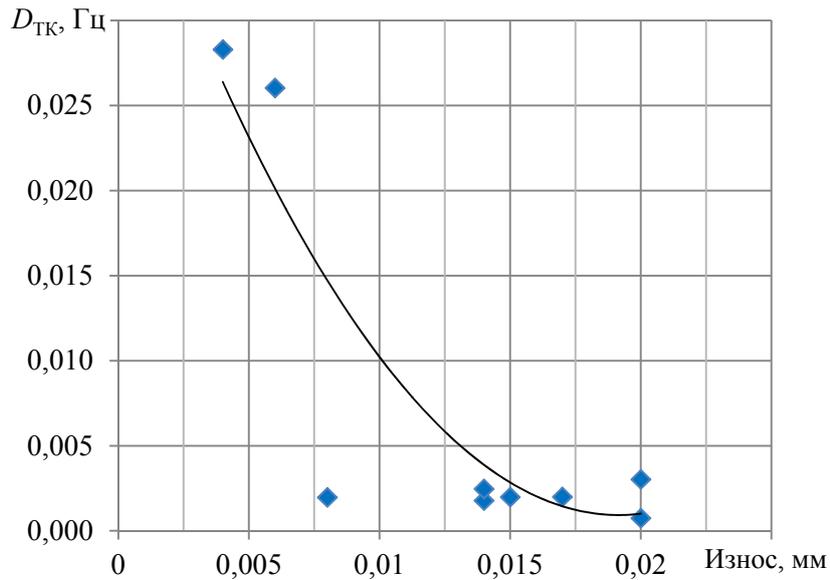


Рис. 6. Зависимость D_{TK} от величины износа l , $r = -0,75$

Здесь D_{TK} – дисперсия девиации частоты вращения ротора ТК. Уравнение аппроксимации имеет вид: $y = 110,8x^2 - 4,245x + 0,041$.

Анализ ширины спектральной составляющей зубцовой гармоники пары «солнечная шестерня – сателлиты» с разной степенью износа перед их ремонтом позволил предложить способ, учитывающий изменение как ширины спектральной составляющей, так и её формы [18]. Ширина спектральной составляющей определялась в нижней её части (Δ_1) в месте пересечения её огибающей справа и слева с общим вибрационным фоном и на уровне $0,5(\Delta_2)$ от максимального значения в режиме спектральной плотности мощности. Разрешение по частоте выбиралось минимальным при обеспечении относительно гладкой кривой спектральной составляющей. Соответствующий графический вид представлен на рис. 7.

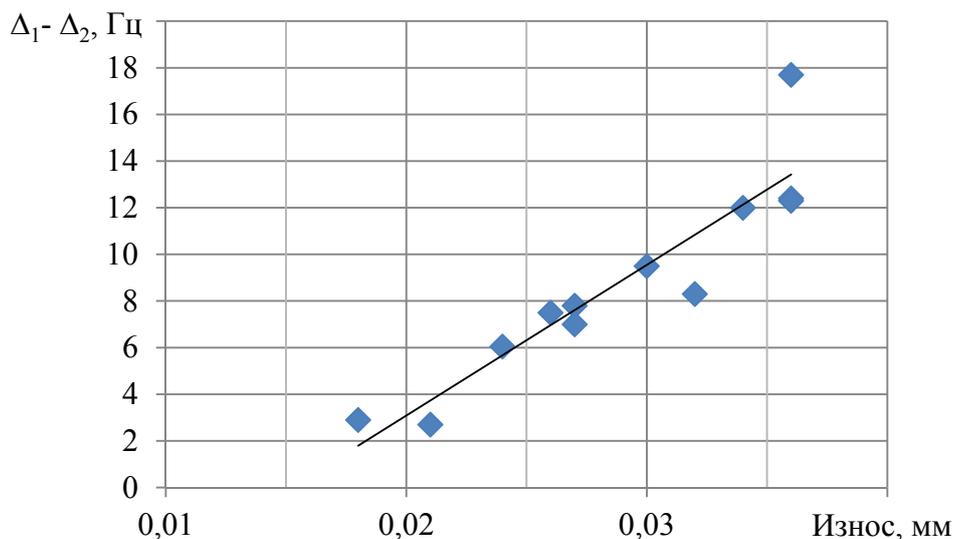


Рис. 7. Зависимость $\Delta_1 - \Delta_2$ от величины износа l , $r = 0,92$

Уравнение аппроксимации: $-y = 649,5x - 9,92$.

С ростом величины износа происходит изменение не только ширины зубцовой спектральной составляющей и её формы, но и интенсивности. Тогда учёт изменения этих факторов обеспечивает интегральный параметр – площадь (S) под кривой соответствующей спектральной составляющей. Графическая иллюстрация интегрального признака представлена на рис. 8.

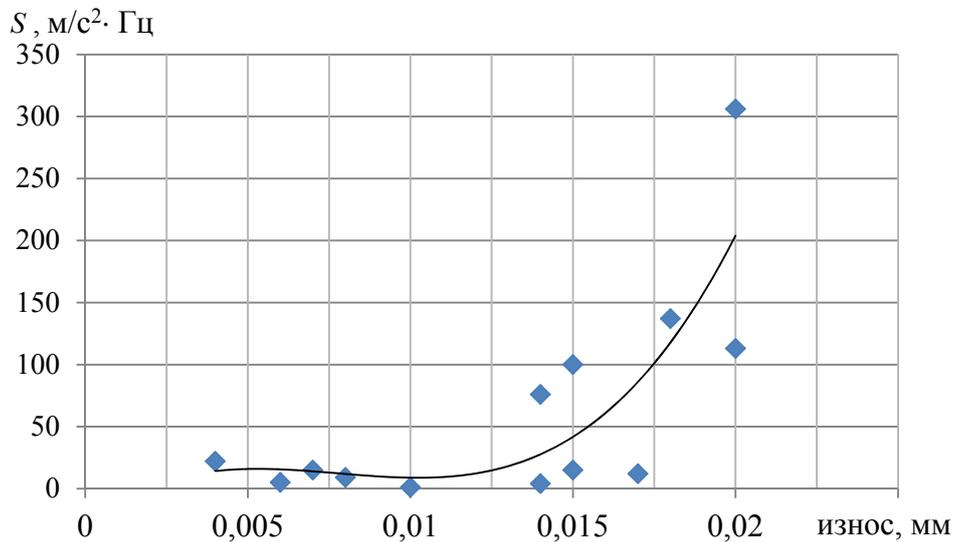


Рис. 8. Зависимость S от величины износа 2, $r = 0,67$

Уравнение аппроксимации имеет вид: $y = e + 08x^3 - 2e + 06x^2 + 19406x - 26,62$, где $e = 2,72$.

Как отмечено в [19], на величину кинематической погрешности зубчатого зацепления оказывают влияние такие факторы как технологические (погрешности изготовления и сборки зубчатого зацепления), эксплуатационные (частота вращения, передаваемая нагрузка, температура), конструктивные (податливость деталей привода и модификация рабочей поверхностей зуба). Это вызывает соответствующий рост кинематической погрешности и увеличение девиации частоты вращения выходного вала редуктора как на вновь изготовленном редукторе, так и отремонтированном. Тогда повысить точность и чувствительность рассмотренных выше способов можно путём определения (перед началом эксплуатации двигателя) значения исследуемого параметра и вычитания полученного результата из следующих результатов диагностических измерений [20].

Как видно из представленных данных, рост величины износа в паре «солнечная шестерня – сателлиты» приводит к увеличению девиации частоты вращения выходного вала дифференциального редуктора авиационного ГТД и её уменьшение для входного. Изменяется ширина зубцовой спектральной составляющей и площадь под её кривой. Изменяются как числовые характеристики текущих значений частот, так и вид плотностей их распределения. Использование сигналов «штатных» тахометрических датчиков позволяет контролировать техническое состояния редукторов авиационных двигателей в процессе их эксплуатации, например в процессе выполнения регламентных работ. При этом исключается использование сложного виброизмерительного оборудования и привлечение высококвалифицированных специалистов.

Заключение

Показана эффективность новых методов выявления диагностических признаков технического состояния редукторов авиационных ГТД, в том числе с использованием сигналов «штатных» тахометрических датчиков частот вращения входного и выходного валов редуктора. Использование сигналов «штатных» тахометрических датчиков частот вращения роторов двигателей позволяет оценивать техническое состояние их редукторов в процессе эксплуатации при проведении регламентных работ. Рассмотренные способы позволяют существенно расширить возможности в оценке технического состояния редукторов авиационных ГТД.

Библиографический список

1. Авраменко А.А., Крючков А.Н., Плотников С.М., Сундуков Е.В., Сундуков А.Е. Совершенствование методов вибродиагностики износа зубьев шестерён дифференциального редуктора турбовинтового двигателя // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технология и машиностроение. 2018. Т. 17, № 3. С. 16-26. DOI: 10.18287/2541-7533-2018-17-3-16-26
2. Курушин М.И., Балякин В.Б., Курушин А.М. Экспериментальные исследования причин возбуждения колебаний элементов турбовинтового двигателя с дифференциальным редуктором // Известия Самарского научного центра РАН. 2014. Т. 16, № 4. С. 132-136.
3. Неразрушающий контроль. Справочник в 7 т. Т. 7, кн. 2. Вибродиагностика / под ред. В.В. Клюева. М.: Машиностроение, 2005. 828 с.
4. Skeinik R., Petersen D. Automated fault detection via selective frequency band alarming in PC-based predictive maintenance systems. CSI, Knaxville, TN 37923, USA.
5. Маслов Г.А., Митенков В.Б. Оценка вибрационных характеристик летательного аппарата с помощью высокомоментной статистики при ограниченном объёме экспериментов // Вестник Московского авиационного института. 2014. Т. 21, № 2. С. 13-17.
6. Decker H.J. Crack detection for aerospace quality spur gears // International 58th Annual Forum and Technology Display sponsored by the American Helicopter Society (June, 11-13, 2002, Montreal, Quebec, Canada). <https://ntrs.nasa.gov/citations/20020061785>
7. Kirsis T.T., Martin H.R. Gear pump defect detection under light loading conditions // Fluidics Quarterly. 1978. V. 10, Iss. 4. P. 73-89.
8. Aatola S., Leskinen R. Cepstrum analysis predicts gearbox failure // Noise Control Engineering Journal. 1990. V. 34, Iss. 2. P. 53-59. DOI: 10.3397/1.2827757
9. Board D.B. Incipient failure detection for helicopter drive trains // 13th Propulsion Conference (July, 11-13, 1977, Orlando, FL, U.S.A.). DOI:10.2514/6.1977-898
10. Dyer D., Stewart R.M. Detection of rolling element bearing damage by statistical vibration analysis // Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME. 1978. V. 100, Iss. 2. P. 229-235. DOI: 10.1115/1.3453905
11. Sokolova A.G. New noise – immune incipient failure detection methods for machinery monitoring and protection systems // 5-th International Conference on Vibration Problems (October, 8-10, 2001, Moscow, Russia). Abstracts. Moscow: IMASH Publ., 2001. P. 48-53. (In Russ.)
12. Randall R.B. Cepstrum analysis. Machine health monitoring using vibration analysis // Canadian Acoustical Association (October, 17-21, 1983, Vancouver, Canada). P. 3-15.
13. Harting D.R. Demodulated resonance analysis – A powerful incipient failure detection technique // ISA Transactions. 1978. V. 17, Iss. 1. P. 35-40.

14. Вуль В.М., Попков В.И., Агафонов В.К., Бакланов В.С. Исследование динамических характеристик двигателя, стенда и объекта в местах опорных связей // Сб. трудов «Вибрационная прочность и надёжность двигателей и систем летательных аппаратов». Вып. 7. Куйбышев: КуАИ, 1980. С. 62-68.

15. Сундуков А.Е., Сундуков Е.В., Бит-Зая А.В., Росляков А.В. Оценка ширины дискретных составляющих спектра вибрации энергетических машин // Известия Самарского научного центра РАН. Спец. выпуск «Проблемы железнодорожного транспорта на современном этапе развития». 2006. С. 194-197.

16. Соколов Г.А., Сагитов Р.В. Введение в регрессионный анализ и планирование регрессионных экспериментов в экономике: учеб. пособие. М.: ИНФРА-М, 2010. 202 с.

17. Сундуков А.Е. Способ диагностики дефектов зубьев зубчатых колёс редуктора газотурбинного двигателя: патент РФ № 2737993; опубл. 07.12.2020; бюл. № 34.

18. Сундуков А.Е. Способ измерения энергетической ширины спектральной составляющей вибрации машин: патент РФ № 2750846; опубл. 05.07.2021; бюл. № 19.

19. Кожаринов Е.В., Калинин Д.В., Голованов В.В. Снижение вибронпряжённости авиационных зубчатых передач // Авиационные двигатели. 2020. № 1 (6). С. 57-64. DOI: 10.54349/26586061_2020_1_57

20. Сундуков А.Е. Способ диагностики дефектов зубьев зубчатых колёс редуктора газотурбинного двигателя: патент РФ № 2783467; опубл. 14.11.2022; бюл. № 32.

NEW METHODS FOR IDENTIFYING DIAGNOSTIC INDICATORS OF THE TECHNICAL CONDITION OF AIRCRAFT GAS TURBINE ENGINE REDUCTION GEARBOXES

© 2023

A. Ye. Sundukov Candidate of Science (Engineering), Director;
PKF TSK, LLC, Samara, Russian Federation;
sundukov@mail.ru

Ye. V. Shakhmatov Academician of the Russian Academy of Sciences,
Head of the Department of Power Plant Automatic Systems;
Samara National Research University, Samara, Russian Federation;
shakhm@ssau.ru

Planetary gearboxes of aviation gas turbine engines are their most stressed units. Control of their technical condition under operating conditions by measuring the oil temperature and the presence of chips in it by a visual endoscopic method does not provide the required completeness of control. High vibration activity of gearboxes, especially in case of development of a widespread defect in the form of wear of tooth flanks, requires additional methods of assessment of their technical condition. The practice of operating such complex and stressed objects shows that vibroacoustic diagnostics is the most effective one. However, for aviation gas-turbine engines its use is connected with certain difficulties. First of all, it is the change of vibration intensity when the engine is relocated from the test bench to the object. At the engine manufacturer's stand, as a rule, the collection of experimental material for the development of methods of vibration-based diagnostics of defects is carried out. To overcome the above-mentioned problem, we suggest new methods for detecting diagnostic signs of tooth flank wear. Both vibration processes and signals of "standard" tachometric sensors of input and output gearbox shaft rotation frequency are used. A set of diagnostic features on the basis of frequency parameters is proposed. The use of some of them makes it possible to assess the technical condition of the engine gearbox during operation, for example in the performance of routine maintenance work.

Turboprop engine; reduction gearbox; wear; new diagnostic indicators

Citation: Sundukov A.Ye., Shakhmatov Ye.V. New methods for identifying diagnostic indicators of the technical condition of aircraft gas turbine engine reduction gearboxes. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2023. V. 22, no. 2. P. 105-115. DOI: 10.18287/2541-7533-2023-22-2-105-115

References

1. Avramenko A.A., Kryuchkov A.N., Plotnikov S.M., Sundukov E.V., Sundukov A.E. Refining methods of vibration diagnostics of wear of turbo-prop engine differential speed reduction unit gear teeth. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2018. V. 17, no. 3. P. 16-26. (In Russ.). DOI: 10.18287/2541-7533-2018-17-3-16-26
2. Kurushin M.I., Balyakin V.B., Kurushin A.M. Experimental investigation of the courses of vibration excitation of elements of gas turbine engines with a differential reduction gearbox. *Izvestiya Samarskogo Nauchnogo Tsentra RAN*. 2014. V. 16, no. 4. P. 132-136. (In Russ.)
3. *Nerazrushayushchiy kontrol'. Spravochnik v 7 t. T. 7, kn. 2. Vibrodiagnostika / pod red. V.V. Klyueva* [Nondestructive testing: Handbook. In 7 volumes. V. 7. Book 2. Vibration-based diagnostics / ed. by V.V. Klyuev]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 2005. 828 p.
4. Skeinik R., Petersen D. Automated fault detection via selective frequency band alarming in PC-based predictive maintenance systems. CSI, Knaxville, TN 37923, USA.
5. Maslov G.A., Mitenkov V.B. Evaluation of the aircraft vibration characteristics using high-torque statistic in the case of limited experiments. *Aerospace MAI Journal*. 2014. V. 21, no. 2. P. 13-17. (In Russ.)
6. Decker H.J. Crack detection for aerospace quality spur gears. *International 58th Annual Forum and Technology Display sponsored by the American Helicopter Society (June, 11-13, 2002, Montreal, Quebec, Canada)*. Available at: <https://ntrs.nasa.gov/citations/20020061785>
7. Kirsis T.T., Martin H.R. Gear pump defect detection under light loading conditions. *Fluidics Quarterly*. 1978. V. 10, Iss. 4. P. 73-89.
8. Aatola S., Leskinen R. Cepstrum analysis predicts gearbox failure. *Noise Control Engineering Journal*. 1990. V. 34, Iss. 2. P. 53-59. DOI: 10.3397/1.2827757
9. Board D.B. Incipient failure detection for helicopter drive trains. *13th Propulsion Conference (July, 11-13, 1977, Orlando, FL, U.S.A.)*. DOI:10.2514/6.1977-898
10. Dyer D., Stewart R.M. Detection of rolling element bearing damage by statistical vibration analysis. *Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME*. 1978. V. 100, Iss. 2. P. 229-235. DOI: 10.1115/1.3453905
11. Sokolova A.G. New noise – immune incipient failure detection methods for machinery monitoring and protection systems. *5-th International Conference on Vibration Problems (October, 8-10, 2001, Moscow, Russia)*. Abstracts. Moscow: IMASH Publ., 2001. P. 48-53. (In Russ.)
12. Randall R.B. Cepstrum analysis. Machine health monitoring using vibration analysis. *Canadian Acoustical Association (October, 17-21, 1983, Vancouver, Canada)*. P. 3-15.
13. Harting D.R. Demodulated resonance analysis – A powerful incipient failure detection technique. *ISA Transactions*. 1978. V. 17, Iss. 1. P. 35-40.
14. Vul' V.M., Popkov V.I., Agafonov V.K., Baklanov V.S. Issledovanie dinamicheskikh kharakteristik dvigatelya, stenda i ob"ekta v mestakh opornykh svyazey. *Sb. trudov «Vibratsionnaya prochnost' i nadezhnost' dvigateley i sistem letatel'nykh apparatov»*. Iss. 7. Kuybyshev: Kuybyshev Aviation Institute Publ., 1980. P. 62-68. (In Russ.)
15. Sundukov A.E., Sundukov E.V., Bit-Zaya A.V., Roslyakov A.V. Evaluation of the width of the discrete components of the spectrum of vibration energy machines. *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra RAN. Spets. vypusk «Problemy zheleznodorozhnogo transporta na sovremennom etape razvitiya»*. 2006. P. 194-197. (In Russ.)
16. Sokolov G.A., Sagitov R.V. *Vvedenie v regressionnyy analiz i planirovanie regressionnykh eksperimentov v ekonomike: ucheb. posobie* [Introduction to regression

analysis and designing regression experiments in economics]. Moscow: INFRA-M Publ., 2010. 202 p.

17. Sundukov A.E. *Sposob diagnostiki defektov zub'ev zubchatykh koles reduktora gazoturbinnogo dvigatelya* [Diagnostic method for defects of teeth of geared wheels of reduction gear of gas turbine engine]. Patent RF, no. 2737993, 2020. (Publ. 07.12.2020, bull. no. 34)

18. Sundukov A.E. *Sposob izmereniya energeticheskoy shiriny spektral'noy sostavlyayushchey vibratsii mashin* [Method for measuring energy width of spectral component of machine vibration]. Patent RF, no. 2750846, 2021. (Publ. 05.07.2021, bull. no. 19)

19. Kozharinov E.V., Kalinin D.V., Golovanov V.V. Reduction of aviation gear's vibration. *Aviation Engines*. 2020. No. 1 (6). P. 57-64. (In Russ.) DOI: 10.54349/26586061_2020_1_57

20. Sundukov A.E. *Sposob diagnostiki defektov zub'ev zubchatykh koles reduktora gazoturbinnogo dvigatelya* [Method for diagnostics of defects of gears of gear wheels of gearbox of gasturbine engine]. Patent RF, no. 2783467, 2022. (Publ. 14.11.2022, bull. no. 32)

УПРАВЛЯЕМЫЕ ВИБРОЗАЩИТНЫЕ СИСТЕМЫ: ОПТИМИЗАЦИЯ И ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТЬ

© 2023

В. И. Чернышев доктор технических наук, профессор;
Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева;
chernyshev_46@mail.ru

Р. Н. Поляков доктор технических наук, доцент, заведующий кафедрой мехатроники,
механики и робототехники;
Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева;
romanpolak@mail.ru

О. В. Фомина кандидат технических наук, доцент;
Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева;
garil@list.ru

Энергоэффективность управляемых виброзащитных систем определяется как отношение достигаемого ими показателя вибрационной безопасности к затратам энергетических ресурсов, необходимых для достижения искомого показателя. В работе для решения оптимизационных задач управляемой виброзащиты использовалось достаточное условие оптимальности принятого функционала и, соответственно, принцип минимума, пошаговая реализация которого в ходе численного интегрирования исходных уравнений состояния системы позволяет воспроизводить оптимальные числовые массивы управления и соответствующие компоненты состояния системы. Алгоритм пошаговой процедуры принципа минимума был использован для оптимизации динамических процессов в системе виброзащиты с непрямым управлением демпфером вязкого сопротивления и рекуператором потенциальной энергии. Установлено, что оптимальные управления, которые позволяют устранить резонансные явления в этих системах, – это позиционные функции сингулярного типа, релейные переключения которых в системах виброзащиты с управляемым демпфером и рекуператором связаны со сменой знака абсолютной и относительной скорости объекта и со сменой знака скорости и относительного смещения объекта.

Виброзащитные системы; оптимальное управление; прерывистое демпфирование; рекуператор потенциальной энергии

Цитирование: Чернышев В.И., Поляков Р.Н., Фомина О.В. Управляемые виброзащитные системы: оптимизация и энергоэффективность // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2023. Т. 22, № 2. С. 116-126. DOI: 10.18287/2541-7533-2023-22-2-116-126

Введение

Надёжность эксплуатации машин и оборудования при интенсивных динамических и вибрационных воздействиях непосредственно зависит от эффективности используемых для этих целей управляемых виброзащитных систем [1 – 4]. Подразумевается, что при оптимальном управлении данные системы формируют компенсационные воздействия, которые позволяют обеспечить нормативные показатели вибрационного состояния в различных зонах технического объекта.

Управляемые виброзащитные системы – это сложные мехатронные устройства, которые по принятой классификации подразделяются на системы с прямым (активным) и непрямым управлением [5 – 7]. В активных системах прямое управление отождествляется с компенсационным воздействием, для формирования которого необходимо иметь в составе системы мощный внешний источник энергии, то есть существенно повышается энергоёмкость и соответственно снижается энергоэффективность процесса управляемой виброзащиты. В системах с непрямым управлением компенсационные воздействия формируются опосредствовано за счёт периодических возбуждений суще-

ственно-нелинейных проявлений в упругих, демпфирующих и инерционных звеньях, что позволяет с минимальными затратами энергии обеспечить программируемые переключения параметров и структур, при которых восстанавливающие, диссипативные и инерционные силы формируются по принципу активного воздействия [8].

Нахождение оптимальных алгоритмов управления в данных системах сводится в конечном итоге к оптимизации компенсационных воздействий. В теоретическом плане модели активных виброзащитных систем с оптимальным (прямым) управлением рассматриваются как эталонные. Естественно, что при имеющихся место ограничениях мощности внешнего источника энергии нахождение оптимального управления производится в соответствующей данным ограничениям допустимой области. Наиболее изученными являются эталонные модели с оптимальным управлением релейного типа [9]. Поскольку эталонные модели обеспечивают предельные возможности виброзащиты, то они рассматриваются как прообразы лучших (перспективных) моделей виброзащитных систем с непрямым управлением. В этом плане первостепенное значение уделяется виброзащитным системам с управляемыми демпферами вязкого сопротивления и сухого трения, для которых прерывистый характер изменений диссипативных сил (формируемых компенсационных воздействий) является необходимым условием оптимальности процесса демпфирования [10; 11]. Отмечается, что наблюдаемые скользящие режимы переключений демпфирования (многократные переключения за короткие промежутки времени) могут существенно улучшить показатели вибрационной безопасности защищаемого объекта. Однако их воспроизведение в реальных установках затруднено из-за резкого повышения инерционности процесса переключений и усложнения систем управления. В этой связи ставится задача по устранению скользящих режимов как нежелательных. Данная задача может быть решена, если предварительно найти оптимальное управление в виде позиционной функции компонент состояния системы, а затем осуществить соответствующую корректировку этой функции.

Качественно новые возможности и перспективы практического использования имеют виброзащитные системы с управляемым рекуператором механической энергии как периодически подзаряжаемым источником энергии [12 – 15]. Теоретические предпосылки для обоснования управляемого процесса рекуперации связаны с тем, что функционирование данных систем носит циклический характер. Так, например, потенциальную энергию упругих звеньев можно рассматривать как положительную периодически возрастающую и убывающую функцию относительно нулевого уровня, задаваемого предварительной деформацией. Следовательно, если осуществить чередование двух комбинаций встречных подключений упругого звена между объектом и подвижным основанием, реализуя тем самым циклические процессы накопления энергии и возвращения этой энергии для повторного использования в системе, то формируемые при этом компенсационные воздействия (восстанавливающие силы) будут обеспечивать активный режим виброзащиты объекта. Причём, чтобы положительный эффект виброзащиты был сопоставим с тем, который достигается активными системами в аналогичных условиях эксплуатации, требуется, учитывая предварительную деформацию упругого звена, найти оптимальный алгоритм переключения энергетических циклов в виде позиционной функции управления процессом рекуперации, при котором обеспечиваются наилучшие показатели вибрационной безопасности защищаемого объекта в соответствии с принятым критерием качества.

Элементы теории оптимального управления

При решении задач управления динамическими объектами особое внимание уделяется методам нахождения оптимального управления в виде функции компонент состояния системы (синтезирующей или позиционной функции управления). Однако в

математическом отношении синтезировать управление часто оказывается более сложно, чем строить программное управление в виде функции времени. Поэтому, используя классические методы Эйлера – Лагранжа – Понтрягина, вначале находят программное управление, а далее на основе полученной информации решают задачу синтеза [7; 9].

Известно, что введение присоединённого вектора вдвое увеличивает размерность «отображающей» модели динамического объекта и усложняет её анализ, а сведение оптимизационной задачи управления к аналогу краевой задачи предопределяет использование достаточно сложных и не всегда дающих однозначный ответ методов нахождения недостающих начальных условий. Применительно к системам виброзащиты существует потребность в разработке новых алгоритмов нахождения оптимального управления, которые не связаны непосредственно с решением краевой задачи. Но это возможно только тогда, когда отпадает необходимость в использовании компонент присоединённого вектора и соответствующих дополнительных дифференциальных уравнений.

Рассмотрим задачу оптимального управления в следующей постановке:

$$J = \int_0^T F(x, u, t) dt \rightarrow \min, \quad (1)$$

$$\dot{x} = f(x, u, t), \quad (x, u) \in V, \quad (2)$$

где x – вектор состояния; u – вектор управления; t – время; T – время работы управляемого динамического объекта (2); F – функция, определяющая физический смысл показателя вибрационной безопасности; V – область допустимых значений.

Требуется найти оптимальное управление \tilde{u} , которое минимизирует функционал (1) при наличии внешних дифференциальных связей и заданных ограничений (2). Достаточное условие оптимальности получим, преобразуя подынтегральное выражение с использованием присоединённого вектора $p(t)$:

$$\begin{aligned} J &= \int_0^T \{F(x, u, t) - p(t)[\dot{x} - f(x, u, t)]\} dt = \\ &= \int_0^T [F(x, u, t) - p(t)f(x, u, t) - \dot{p}(t)x] dt + p(T)x(T) - p(0)x(0) \rightarrow \min. \end{aligned} \quad (3)$$

Отсюда следует, что поставленная задача будет решена, если при выполнении совместной оптимизации вектора управления $u(t)$, вектора состояния $x(t)$ и присоединённого вектора $p(t)$ объект переводится из начального состояния в конечное состояние за определённое время.

Замечание 1. Виброзащитные системы относятся к классу динамических объектов, которые совершают колебательные движения, и поэтому, не нарушая общности решения оптимизационной задачи, можно принять, что $x(0) = x(T)$. Но тогда отпадает необходимость в минимизации неинтегральных слагаемых в (3) и нахождении конечных значений компонент присоединённого вектора $p(0)$ и $p(T)$.

Замечание 2. Формально присоединённый вектор может быть задан в виде произвольной функции. Если определить его зависящим от компонент состояния системы и управления, то это позволит достаточно просто на каждом шаге интегрирования системы (2) находить оптимальное управление, при котором подынтегральное выражение в

формуле (3) $F(x, u, t) - p(x, u, t)f(x, u, t)$ в данный конкретный момент времени достигает локального минимума. Полученное таким образом оптимальное управление фиксируется в виде числового массива.

В соответствии с замечанием 2 имеем соотношение:

$$\min_u [F(x, u, t) - p(x, u, t)f(x, u, t)] = F(\tilde{x}, \tilde{u}, t) - p(\tilde{x}, \tilde{u}, t)f(\tilde{x}, \tilde{u}, t), \quad (4)$$

которое определяет принцип минимума для исходной оптимизационной задачи.

Представим компоненты присоединённого вектора в следующем виде:

$$p_i(t) = p_i(x, u, t) - (nf)_i^{-1} \prod_{i=1}^n f_i,$$

где n – порядок системы (2). Тогда

$$\min_u [p(x, u, t)f(x, u, t)] = \min_u \sum_{i=1}^n p_i(x, u, t)f_i = -\min_u \prod_{i=1}^n f_i,$$

и окончательная форма принципа минимума (4) отображается соотношением:

$$\min_u \left[F(x, u, t) + \min_u \prod_{i=1}^n f_i(x, u, t) \right]. \quad (5)$$

Принцип минимума (5) позволяет реализовать прямой метод последовательного (пошагового) решения оптимизационной задачи при численном интегрировании уравнений состояния системы (2) и, тем самым, предопределяет прямой метод оптимизационного синтеза.

Применение пошаговой процедуры принципа минимума гарантирует, что при найденном оптимальном управлении \tilde{u} интегральный показатель вибрационной безопасности – функционал (1) принимает наименьшее значение по сравнению с возможными его значениями при других допустимых управлениях u .

Таким образом, обоснован локальный алгоритм прямого метода интегрирования уравнений состояния системы, который позволяет непосредственно, на каждом шаге интегрирования, находить значения компонент вектора оптимального управления в виде числового массива. Причём, придерживаясь пошаговой процедуры принципа минимума, можно установить связь между функционалом (1) и оптимальным управлением с учётом внешних ограничений (2). В конечном итоге это позволяет выразить оптимальное управление в виде позиционной функции компонент состояния системы $\tilde{u} = u(\tilde{x})$.

Виброзащитная система с управляемым демпфером

Рассматривается базовая модель виброзащитной системы с управляемым демпфером вязкого сопротивления:

$$m\ddot{x} + b(\dot{x} - \dot{y}) + b(t)(\dot{x} - \dot{y}) + c(x - y) = 0, \quad (0 \leq b(t) \leq b_0), \quad (6)$$

которая предназначена для защиты объекта массой m от кинематического воздействия, изменяющегося по гармоническому закону с амплитудой y_0 и частотой ω :

$$y = y_0 \sin \omega t.$$

Заметим, что базовая модель (6) позволяет учесть влияние на процесс виброзащиты не только жёсткости c несущего упругого звена и вязкого сопротивления $b(t)$ управляемого демпфера, но также и фоновую диссипацию посредством имитации работы демпфера с постоянным вязким сопротивлением b . Отождествляя вязкое сопротивление с управлением и преобразуя базовую модель (6) к безразмерному каноническому виду, получим:

$$\dot{x}_0 = x_1, \quad \dot{x}_1 = -\varepsilon\eta^{-1}(x_1 - \cos \tau) - \eta^{-2}(x_0 - \sin \tau) - u\eta^{-1}(x_1 - \cos \tau), \quad (7)$$

где $\eta = \omega k^{-1}$ – безразмерная частота ($k = (cm^{-1})^{1/2}$ – собственная частота системы); $\varepsilon = b(mk)^{-1}$ – относительное демпфирование; $\tau = \omega t$ – безразмерное время; $u = b(t)(mk)^{-1}$ – управление ($0 \leq u \leq u_0$): $u_0 = b_0(mk)^{-1}$; $x_0 = x(y_0)^{-1}$, $x_1 = \dot{x}(y_0\omega)^{-1}$ – безразмерные переменные (перемещение и скорость).

Решалась задача нахождения оптимального управления \tilde{u} с использованием базовой модели (7), при котором функционал

$$J = \int_0^T x_1^2 dt \rightarrow \min \quad (8)$$

принимает минимальное значение. Для этой цели был использован локальный алгоритм принципа минимума (5), позволивший путём прямого интегрирования уравнений (7) получить оптимальные числовые массивы компонент состояния системы и управления.

В результате всестороннего моделирования было установлено, что оптимальный процесс демпфирования является прерывистым. Соответственно оптимальное управление \tilde{u} – это прерывистая ступенчатая функция с элементами флуктуаций на ниспадающих участках, которые неизбежно возникают при увеличении области допустимого значения управления. По принятой терминологии это скользящие режимы управления. В случае, когда флуктуации не возникают, оптимальное управление описывается позиционной функцией сингулярного вида:

$$\tilde{u} = u_0 \cdot \text{if} [\dot{x}(x - y) > 0, 1, 0]. \quad (9)$$

Чтобы исключить возникновения скользящих режимов управления как нежелательных, было предложено ввести функциональное ограничение на управление в виде параметра Δ , который позволяет имитировать задержки переключений демпфирования, связанные со сменой знака скорости защищаемого объекта. В этом случае имеем скорректированное (субоптимальное) управление

$$\tilde{u} = u_0 \cdot \text{if} \{ \dot{x} < \Delta, 1, \text{if} [\dot{x}(x - y) > 0, 1, 0] \}. \quad (10)$$

На рис. 1 приведены выборочные результаты моделирования колебаний базовой модели (7) при резонансной частоте $\eta = 1$, верхней границе управления $u_0 = 3$, относительном демпфировании $\varepsilon = 0,2$ и нулевых начальных условиях.

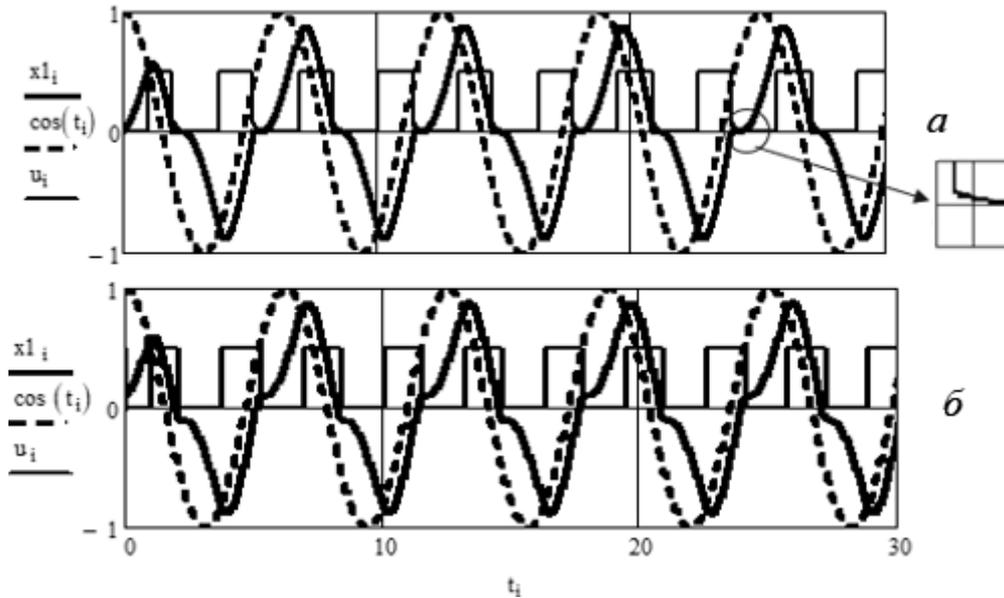


Рис. 1. Графики скоростей объекта $x1_i \rightarrow x_1$ и подвижного основания $\cos(t_i) \rightarrow \cos \tau$, а также оптимальных управлений $u_i \rightarrow \tilde{u}$: а – при позиционной функции (9); б – при позиционной функции (10)

Результат моделирования, при котором непосредственно была реализована пошаговая процедура принципа минимума, продемонстрирован на рис. 1, а. В данном случае, рассчитывая значение функционала (8) в пределах одного периода установившихся колебаний, получили $j = 1,585$.

Аналогичные результаты моделирования, полученные при субоптимальном управлении (10), представлены на рис. 1, б. Здесь при задержке $\Delta = 0,1$ соответствующее значение функционала $j = 1,694$.

Таким образом, прерывистое демпфирование, реализуемое при оптимальном управлении (9), позволяет устранить резонансные явления.

Виброзащитная система с управляемым рекуператором потенциальной энергии

В качестве аналога активной системы виброзащиты рассматривается базовая модель с периодически подзаряжаемым источником энергии рекуперативного типа, а именно с рекуператором потенциальной энергии [13]:

$$m\ddot{x} + b(\dot{x} - \dot{y}) + c(x - y) = -u_c cr(x - y). \quad (11)$$

Здесь приняты следующие специальные обозначения: u_c – управление (сингулярная функция, принимающая значения +1 или -1); cr – приведённая жёсткость упругого элемента рекуператора.

Преобразуем базовую модель (11) к безразмерному каноническому виду, полагая, что $y = y_0 \sin \omega t$:

$$\dot{x}_0 = x_1, \quad \dot{x}_1 = -\varepsilon \eta^{-1}(x_1 - \cos \tau) - \eta^{-2}(x_0 - \sin \tau) - u_c \lambda \eta^{-2}(x_0 - \sin \tau). \quad (12)$$

Здесь сохранены те же безразмерные параметры и переменные, которые были приняты в уравнениях (7). Дополнительно введён коэффициент $\lambda = crc^{-1}$, который равен отношению приведённой жёсткости упругого элемента рекуператора к жёсткости несущего элемента. Формируемое рекуператором компенсационное воздействие:

$$Q = -u_c \lambda \eta^{-2} (x_0 - \sin \tau). \quad (13)$$

На рис. 2 приведены результаты моделирования циклических (колебательных) процессов, которые были получены в ходе реализации пошаговой процедуры принципа минимума (5) при интегрировании базовой модели – системы уравнений (12). Воспроизводились процессы установившихся колебаний на резонансной частоте $\eta = 1$. При этом принимали, что безразмерный коэффициент $\lambda = 0,7$; относительное демпфирование $\varepsilon = 0,2$; начальные условия $x_0(0) = 0, x_1(0) = 0$.

Из анализа графических зависимостей, отображающих абсолютную скорость, относительное смещение объекта и управление (рис. 2, а), легко установить, что оптимальное управление можно представить в виде следующей позиционной функции сингулярного типа:

$$\tilde{u}_c = \text{sign}[x_1(x_0 - \sin \tau)]. \quad (14)$$

Отмечается, что формируемое компенсационное воздействие (13) противодействует возрастанию скорости защищаемого объекта (рис. 2, б) – соответствующие графические зависимости находятся в противофазе. При этом различаются две характерные периодически чередующиеся фазы рекуперации энергии: короткая фаза – накопления энергии и длинная фаза – возвращения энергии в систему с положительным эффектом. Смены фаз происходят в моменты сингулярных (знаковых) переключений управления.

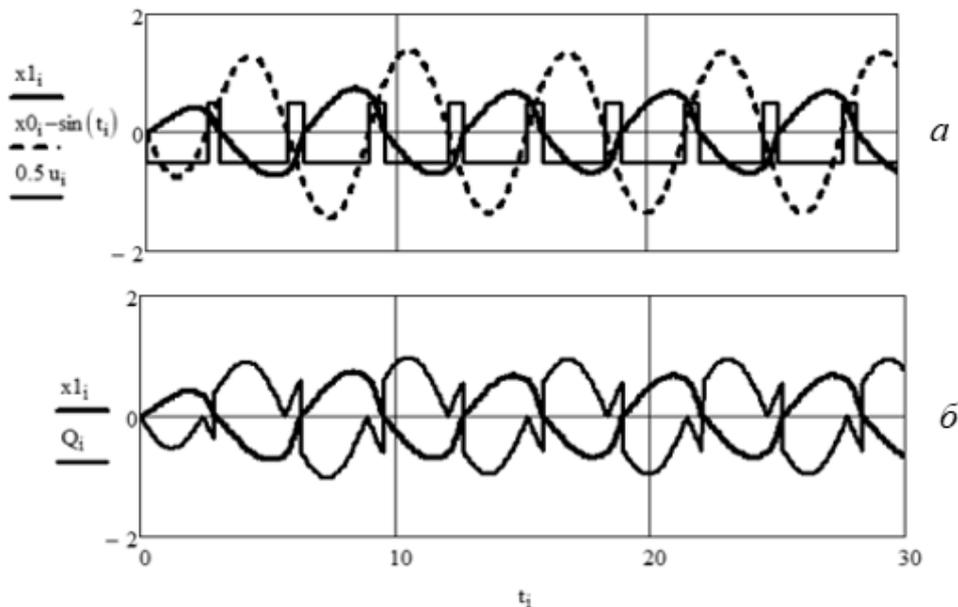


Рис. 2. Результаты моделирования базовой модели (12):
 а – графики скорости $x1_i \rightarrow x_1$ и относительного смещения объекта $x0_i - \sin(t_i) \rightarrow x_0 - \sin \tau$,
 а также оптимального управления $u_i \rightarrow \tilde{u}_c$;
 б – графики скорости объекта $x1_i \rightarrow x_1$ и компенсационного воздействия $Q_i \rightarrow Q$

Рекуператор потенциальной энергии может быть выполнен в двух модификациях – с упругим элементом без предварительного натяга или поджатия, как это отображено в модели (12), или с предварительно растянутым или сжатым упругим элементом. В последнем варианте исполнения рекуператор формирует компенсационное воздействие

$$Q = -u_c \lambda \eta^{-2} (\delta + x_0 - \sin \tau),$$

где δ – параметр, характеризующий предварительный натяг или поджатие упругого элемента.

Из приведённых результатов следует, что базовая модель с рекуператором потенциальной энергии позволяет устранить резонансные явления. При этом рассчитанное в пределах одного периода установившихся колебаний значение функционала (8) $j = 1,53$. Установлено также, что предварительный натяг или поджатие упругого элемента улучшает динамические свойства базовой модели. Так, если параметр $\delta = 0,2$, то значение функционала (1) $j = 1,364$.

Заключение

Энергоэффективность управляемых виброзащитных систем можно определить как характеристику, которая отражает отношение достигаемого показателя вибрационной безопасности к затратам энергетических ресурсов, необходимых для достижения искомого показателя. В этой связи виброзащитные системы с непрямым управлением являются более перспективными, чем активные виброзащитные системы. Однако в практическом плане необходимо доказать, что их показатели вибрационной безопасности при оптимальном управлении сопоставимы. С этой целью был предложен и обоснован метод оптимизационного синтеза управляемых виброзащитных систем. Показано, что достаточное условие оптимальности принятого функционала определяет принцип минимума, пошаговая реализация которого в ходе численного интегрирования исходных уравнений состояния системы позволяет воспроизводить оптимальные числовые массивы управления и, соответственно, компонент состояния системы. При этом принятый функционал, как интегральный показатель вибрационной безопасности, принимает наименьшее значение по сравнению с возможными его значениями при других сопоставляемых управлениях.

Алгоритм пошаговой процедуры принципа минимума был использован для решения ряда задач по оптимизации динамических процессов в системах виброзащиты с непрямым управлением. Исследовались виброзащитные системы с управляемым демпфером вязкого сопротивления и управляемым рекуператором потенциальной энергии. Проводился сопоставительный анализ динамических характеристик данных систем при моделировании резонансных режимов колебаний. Установлено, что оптимальные управления, которые позволяют устранить резонансные явления в этих системах – это позиционные функции сингулярного типа, релейные переключения которых происходят при смене знака определённой совокупности компонент состояния системы. Эти переключения для виброзащитной системы с управляемым демпфером связаны со сменой знака абсолютной и относительной скорости объекта, а для виброзащитной системы с рекуператором – со сменой знака скорости и относительного смещения объекта. Установлено, что оптимальные компенсационные воздействия, которые формируются диссипативными и восстанавливающими силами, всегда находятся в противофазе скорости объекта. Так виброзащитная система с управляемым демпфером реализует прерывистый процесс демпфирования – демпфер включается в работу при смене знака от-

носительной скорости объекта и выключается из работы при смене знака абсолютной скорости объекта. Виброзащитная система с управляемым рекуператором обеспечивает чередование двух комбинаций встречных подключений упругого элемента между объектом и подвижным основанием: при смене знака относительного смещения объекта упругий элемент накапливает энергию, а при смене знака скорости объекта накопления энергии возвращается в систему с положительным эффектом.

Библиографический список

1. Генкин М.Д., Яблонский В.В. Виброизолирующие системы в машинах и механизмах. М.: Наука, 1977. 116 с.
2. Коловский М.З. Автоматическое управление виброзащитными системами. М.: Наука, 1976. 320 с.
3. Рыбак Л.А., Чичварин А.В., Плигузов А.Н. Основы управления виброзащитными системами. Белгород: БГТУ, 2007. 171 с.
4. Хоменко А.П. Динамика и управление в задачах виброзащиты и виброизоляции подвижных объектов. Иркутск: ИГУ, 2000. 293 с.
5. Чернышев В.И., Савин Л.А., Фоминова О.В. Непрямое управление колебаниями: элементы теории // Труды СПИИРАН. 2019. № 18. С. 148-175. DOI: 10.15622/sp.18.1.148-175
6. Дыхта В.А., Самсонюк О.Н. Оптимальное импульсное управление с приложениями. М.: Физматлит, 2000. 256 с.
7. Фоминова О.В., Степанов Ю.С., Чернышев В.И. Экстремальные задачи и оптимизация: введение в теорию непрямого импульсного управления процессами колебаний. М.: Спектр, 2011. 217 с.
8. Фоминова О.В., Савин Л.А., Чернышев В.И. Теоретические аспекты формирования оптимальных управляемых процессов виброзащиты // Известия Юго-западного государственного университета. Серия: Техника и технологии. 2013. № 3. С. 44-50.
9. Троицкий В.А. Оптимальные процессы колебаний механических систем. Л.: Машиностроение, 1976. 248 с.
10. Фоминова О.В. Прерывистое демпфирование в системах виброзащиты: основы теории, приложения. М.: Машиностроение-1, 2005. 256 с.
11. Рандин Д.Г. Исследование динамических характеристик управляемого демпфера // Вестник Самарского государственного технического университета. Серия: Технические науки. 2013. № 2 (38). С. 64-70.
12. Фоминова О.В., Савин Л.А., Чернышев В.И. Рекуператор: патент РФ № 2734268; опубл. 14.10.20; бюл. № 29.
13. Фоминова О.В. Виброзащитные системы с рекуператорами механической энергии // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. 2018. № 5 (331). С. 96-104.
14. Посметьев В.И., Драпалюк М.В., Зеликов В.А. Оценка эффективности применения системы рекуперации энергии в подвеске автомобиля // Научный журнал Кубанского государственного аграрного университета. 2012. № 76 (02). С. 559-573.
15. Стыров А.Е. Подход к использованию рекуперации энергии в электромеханической активной подвеске транспортного средства // Сборник научных трудов НГТУ. 2015. № 2 (80). С. 106-115. DOI: 10.17212/2307-6879-2015-2-106-115

CONTROLLED VIBRATION PROTECTION SYSTEMS: OPTIMIZATION AND ENERGY EFFICIENCY

© 2023

- V. I. Chernyshev** Doctor of Science (Engineering), Professor;
Orel State University named after I.S. Turgenev, Orel, Russian Federation;
chernyshev_46@mail.ru
- R. N. Polyakov** Doctor of Science (Engineering), Associate Professor, Head of the Department
of Mechatronics, Mechanics and Robotics;
Orel State University named after I.S. Turgenev, Orel, Russian Federation;
romanpolak@mail.ru
- O. V. Fominova** Candidate of Science (Engineering), Associate Professor;
Orel State University named after I.S. Turgenev, Orel, Russian Federation;
garil@list.ru

The energy efficiency of controlled vibration protection systems is defined as the ratio of the vibration safety indicator they achieve to the cost of energy resources necessary to achieve the desired indicator. To solve the optimization problems of controlled vibration protection, a sufficient condition for the optimality of the accepted functional and, accordingly, the minimum principle, was used, the step-by-step implementation of which, in the course of numerical integration of the initial equations of the state of the system, makes it possible to reproduce the optimal control numeric arrays and the related components of the system state. The algorithm of the step-by-step procedure of the minimum principle was used to optimize the dynamic processes in the vibration protection system with indirect control of the viscous resistance damper and the potential energy recuperator. It has been established that the optimal controls that allow eliminating resonant phenomena in these systems are positional functions of a singular type, the relay switching of which in vibration protection systems with a controlled damper and recuperator is associated with a change in the sign of the absolute and relative velocity of the object and with a change in the sign of the velocity and relative displacement of the object.

Vibration protection systems; optimal control; intermittent damping; potential energy recuperator

Citation: Chernyshev V.I., Polyakov R.N., Fominova O.V. Controlled vibration protection systems: optimization and energy efficiency. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2023. V. 22, no. 2. P. 116-126. DOI: 10.18287/2541-7533-2023-22-2-116-126

References

1. Genkin M.D., Yablonskiy V.V. *Vibroizoliruyushchie sistemy v mashinakh i mekhanizmaxh* [Vibration isolation systems in machines and mechanisms]. Moscow: Nauka Publ., 1977. 116 p.
2. Kolovskiy M.Z. *Avtomaticheskoe upravlenie vibrozashchitnymi sistemami* [Automatic control of vibration protection systems]. Moscow: Nauka Publ., 1976. 320 p.
3. Rybak L.A., Chichvarin A.V., Pliguzov A.N. *Osnovy upravleniya vibrozashchitnymi sistemami* [Fundamentals of control of vibration protection systems]. Belgorod: Belgorod State Technical University Publ., 2007. 171 p.
4. Khomenko A.P. *Dinamika i upravlenie v zadachakh vibrozashchity i vibroizolyatsii podvizhnykh ob"ektov* [Dynamics and control in problems of vibration protection and vibration isolation of mobile objects]. Irkutsk: Irkutsk State University Publ., 2000. 293 p.
5. Chernyshev V.I., Savin L.A., Fominova O.V. Indirect control of oscillations: elements of theory. *SPIIRAS Proceedings*. 2019. No. 18. P. 148-175. (In Russ.). DOI: 10.15622/sp.18.1.148-175
6. Dykhta V.A., Samsonyuk O.N. *Optimal'noe impul'snoe upravlenie s prilozheniyami* [Optimal impulse control with applications]. Moscow: Fizmatlit Publ., 2000. 256 p.
7. Fominova O.V., Stepanov Yu.S., Chernyshev V.I. *Ekstremal'nye zadachi i optimizatsiya: vvedenie v teoriyu nepryamogo impul'snogo upravleniya protsessami kolebaniy*

[Extremal problems and optimization: introduction to the theory of indirect impulse control of oscillation processes]. Moscow: Spektr Publ., 2011. 217 p.

8. Fominova O.V., Savin L.A., Chernyshev V.I. Theoretical aspects of the optimal controllable vibroprotection processes synthesis. *Proceedings of the Southwest State University. Series: Engineering and Technology*. 2013. No. 3. P. 44-50. (In Russ.)

9. Troitskiy V.A. *Optimal'nye protsessy kolebaniy mekhanicheskikh system* [Optimal processes of oscillations of mechanical systems]. Leningrad: Mashinostroenie Publ., 1976. 248 p.

10. Fominova O.V. *Preryvistoe dempfirovanie v sistemakh vibrozashchity: osnovy teorii, prilozheniya* [Intermittent damping in vibration protection systems: fundamentals of theory, applications]. Moscow: Mashinostroenie-1 Publ., 2005. 256 p.

11. Randin D.G. Research of dynamic characteristics of controlled damper. *Vestnik of Samara State Technical University. Technical Sciences Series*. 2013. No. 2 (38). P. 64-70. (In Russ.)

12. Fominova O.V., Savin L.A., Chernyshev V.I. *Rekuperator* [Recuperator]. Patent RF, no. 2734268, 2020. (Publ. 14.10.2020, bull. no. 29)

13. Fominova O.V. Vibrotective systems with recruiters mechanical energy. *Fundamental and Applied Problems of Technics and Technology*. 2018. No. 5 (331). P. 96-104. (In Russ.)

14. Posmetyev V.I., Drapalyuk M.V., Zelikov V.A. Estimation of efficiency of application of system recovery of energy in car suspender. *Scientific Journal of KubSAU*. 2012. No. 76 (02). P. 559-573. (In Russ.)

15. Styrov A.E. Approach to the use of energy recovery in electromechanical active vehicle suspension. *Transaction of Scientific Papers of the Novosibirsk State Technical University*. 2015. No. 2 (80). P. 106-115. (In Russ.). DOI: 10.17212/2307-6879-2015-2-106-115