

УДК 629.738.064 3; 534.12

Р. Ю. ТУРНА, В. С. ЧИГРИН, Д. Ю. ЗИНЧЕНКО, А. В. БЕЛОГУБ

Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», Украина

МОДЕЛИРОВАНИЕ СОБСТВЕННЫХ ЧАСТОТ КОЛЕБАНИЙ ЭЛЕМЕНТОВ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО АККУМУЛЯТОРА

Представлены результаты моделирования собственных частот колебаний элементов конструкции гидравлического аккумулятора (ГА). Проанализированы два варианта опор и различные способы учета масс внутреннего наполнения аккумулятора. Выяснено, что с минимальными частотами колеблются тонкостенные элементы конструкции и трубка нагревателя – около 175 и 346 Гц соответственно. Показано, что способ установки ГА на опорах не оказывает существенного влияния на собственные частоты колебаний критических элементов – трубки и тонкостенных дисков. При различных способах учета присоединенных масс существенно отличаются собственные частоты трубки-нагревателя – 233 и 143 Гц. Представлены схема испытательного стенда и сравнение результатов испытаний физической модели фрагмента внутреннего наполнения ГА и моделирования.

Ключевые слова: частоты собственных колебаний, твердотельная модель, вибростенд.

Введение и постановка задачи

Расчет вибропрочности является обязательной частью проектирования нового изделия, а экспериментальные исследования – неперенной составной частью доводочных работ, предшествующих внедрению изделия в серийное производство.

Каждая конструкция обладает свойством колебаться на определенных частотах, называемых собственными частотами. Частота собственных колебаний зависит только от характеристик самой конструкции (применяемых материалов, геометрии поперечного сечения и т.д.). Если колебания возникают под действием возмущающих сил, то они называются вынужденными. Самое опасное для конструкции – явление резонанса, возникающее при равенстве или кратности частот вынужденных и собственных колебаний, сопровождающееся резким увеличением амплитуды колебаний и напряжений в элементах изделия, отчего происходит их усталостное разрушение [1].

Частотные исследования на этапе проектирования позволяют выявить возможные резонансы и выполнить отстройку от них, чтобы избежать отрицательных эффектов от возникновения резонансов в эксплуатации.

Объектом исследования является ГА, состоящий из корпуса и сложной внутренней сборки, включающей трубку-нагреватель, тонкие диски и сетчатые конструкции. Согласно техническим условиям на разработку ГА, конструкция при жестком закреплении ее на кронштейнах не должна иметь собственных колебаний на частотах ниже 140 Гц.

Задачами исследований являлись:

- определение частот собственных колебаний элементов конструкции;
- уменьшение веса ГА за счет оптимизации конструкции кронштейнов крепления;
- исследование возможностей упрощения расчетной модели;
- отработка модели внутренней сборки по результатам испытаний.

В связи со сложностью конструкции исследования выполнялись отдельно для корпуса и внутренней сборки. Частотный анализ проводился для разных конструкций кронштейнов крепления ГА и различных способов учета масс внутреннего наполнения.

1. Частотный анализ корпуса гидроаккумулятора

Модель корпуса ГА, закрепленного на кронштейнах, представлена на рис. 1. Частотный анализ был выполнен с использованием САД/САЕ-пакетов [2].

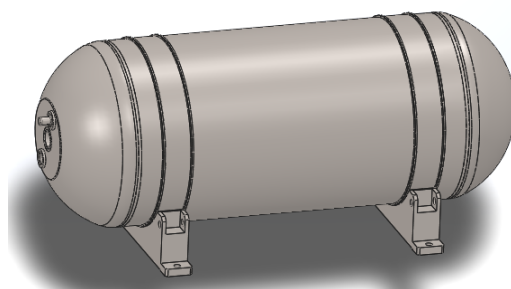


Рис. 1. Твердотельная модель корпуса

В табл. 1 приведены частоты первых 12 форм собственных колебаний корпуса ГА, жестко закрепленного кронштейнами к поверхности. На рис. 2 - 5 показаны примеры эюр перемещений при различных формах колебаний, полученные при моделировании без учета нагрузки элементов внутреннего наполнения на трубку-нагреватель.

Таблица 1

Собственные частоты колебаний корпуса ГА

Номер формы	1	2	3	4	5	6
Частота, Гц	175	346	358	581	612	701
Номер формы	7	8	9	10	11	12
Частота, Гц	739	920	957	982	1098	1235

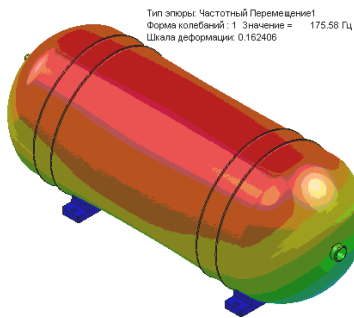


Рис. 2. Раскачка корпуса параллельно плоскости крепления и перпендикулярно продольной оси (частота 175 Гц)

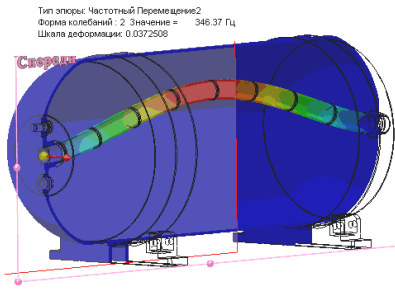


Рис. 3. Колебания трубки-нагревателя по первой форме при практически неподвижном корпусе (частота 346 Гц)

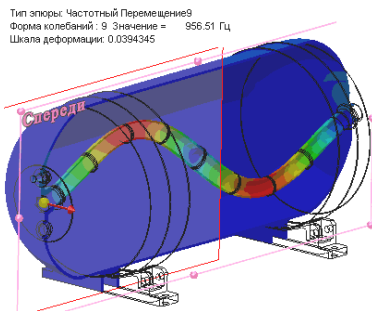


Рис. 4. Колебания трубки-нагревателя по второй форме (частота 957 Гц)

Проведенный частотный анализ модели корпуса показал, что все собственные частоты конструкции лежат выше заданного значения 140 Гц. Частота колебаний трубки-нагревателя, входящей в конструкцию внутренней сборки, составила по первой изгибной форме 346 Гц.

Тип эюр: Частотный Перемещение12, Форма колебаний: 12, Значение = 1234.9 Гц, Шкала деформации: 0.0011398

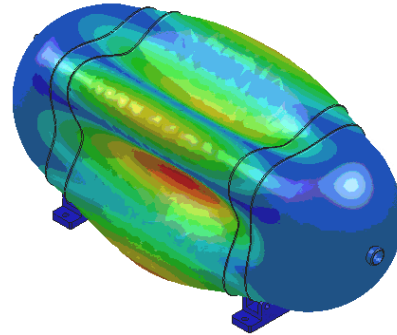


Рис. 5. Изгибные колебания корпуса с четырьмя волнами (частота 1235 Гц)

В ходе дальнейших исследований была разработана конструкция опор и хомутов, которая обладает существенно меньшей массой по сравнению с предыдущей (2,83 кг и 1,2 кг соответственно).

Модель корпуса, закрепленного на оптимизированных опорах, представлена на рис. 6.

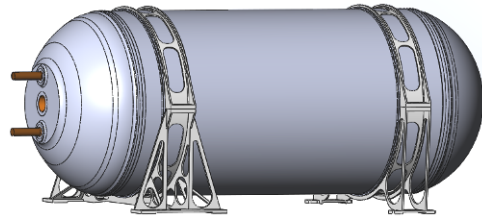


Рис. 6. Твёрдотельная модель корпуса с оптимизированными опорами

Для большей достоверности результатов в данном исследовании учитывалась масса внутренней сборки (4,6 кг):

- в первом варианте масса была равномерно распределена по центральной трубке;
- во втором варианте масса была разделена секционно, что более близко к реальной конструкции.

В табл. 2 приведены собственные частоты корпуса теплообменника, совместно с оптимизированными опорами, с использованием жесткого крепления и равномерным распределением масс (первый вариант).

На рис. 7 - 10 показаны примеры эюр перемещений при различных формах колебаний, полученные при моделировании.

В табл. 3 приведены собственные частоты корпуса теплообменника, совместно с оптимизирован-

ными опорами, с использованием жесткого закрепления и секционным распределением масс (второй вариант).

Таблица 2
Собственные частоты колебаний корпуса ГА, закрепленного на оптимизированных опорах (вариант 1)

Номер формы	1	2	3	4	5	6
Частота, Гц	233	279	304	434	606	711
Номер формы	7	8	9	10	11	12
Частота, Гц	779	852	920	922	923	925

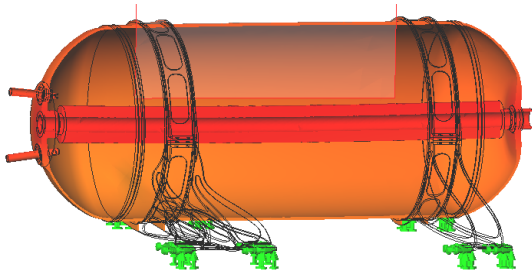


Рис. 7. Раскачка корпуса параллельно плоскости крепления (частота 233 Гц)

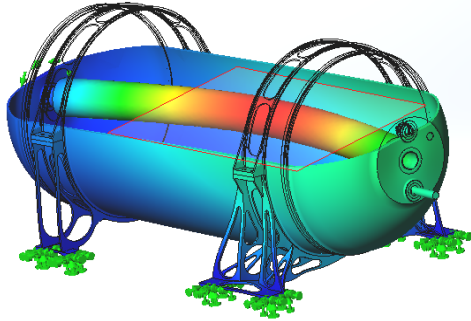


Рис. 8. Колебания трубки-нагревателя по первой форме при раскачке корпуса параллельно плоскости крепления (частота 279 Гц)

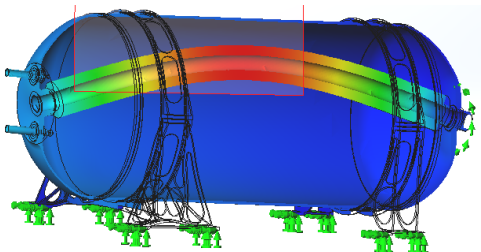


Рис. 9. Колебания трубки-нагревателя по второй форме при практически неподвижном корпусе (частота 304 Гц)

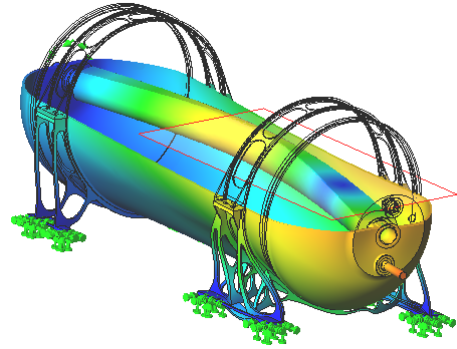


Рис. 10. Колебания трубки-нагревателя по второй форме при раскачке корпуса параллельно плоскости крепления (частота 434 Гц)

Таблица 3
Собственные частоты колебаний корпуса ГА, закрепленного на оптимизированных опорах (вариант 2)

Номер формы	1	2	3	4	5	6
Частота, Гц	143	144	233	355	390	437
Номер формы	7	8	9	10	11	12
Частота, Гц	494	591	710	765	780	787

На рис. 11 - 13 показаны примеры эпюр перемещений при различных формах колебаний, полученные при моделировании.

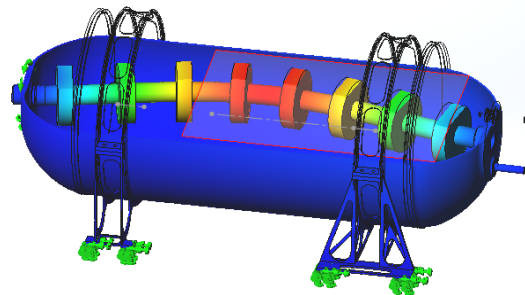


Рис. 11. Колебания трубки-нагревателя по первой форме при практически неподвижном корпусе (частота 143 Гц)

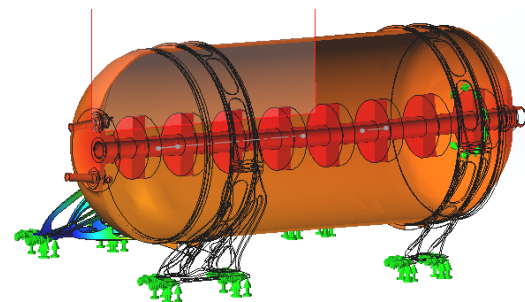


Рис. 12. Раскачка корпуса параллельно плоскости крепления (частота 233 Гц)

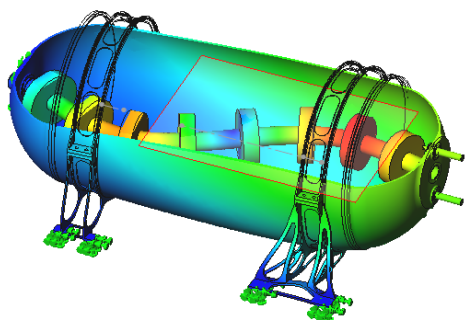


Рис. 13. Колебания трубки-нагревателя по второй форме при раскочке корпуса параллельно плоскости крепления (частота 355 Гц)

2. Исследование внутренней сборки

Конструкцию внутренней сборки условно можно представить как секционную, состоящую из повторяющихся секций, включающих в себя диски и элементы крепления сетки и крепящихся на трубку-нагреватель, а также трубок разного диаметра, проходящих через всю конструкцию. Основные элементы конструкции выполнены из тонкого листового материала.

Так как производство данной модели для проведения натурных испытаний является технологически сложным и дорогостоящим, было принято решение разделить весь процесс исследования на 3 этапа.

1 этап. Изготовить упрощенную модель внутренней сборки, включающую в себя одну из составных секций, и провести ее испытание на вибростенде для определения собственных частот колебаний.

2 этап. По изготовленной упрощенной модели создать ее компьютерную копию с применением CAD/CAE-пакетов. Для спроектированной трехмерной модели провести частотный анализ и сравнить его результаты с результатами, полученными на вибростенде.

3 этап. Опираясь на результаты, полученные при сравнении упрощенной конструкции и ее трехмерной модели провести частотный анализ полной трехмерной модели теплообменника.

Упрощенная модель секции изготовлена из нержавеющей стали 12Х18Н10Т. При ее изготовлении были сохранены размеры всех основных элементов внутренней конструкции.

На рис. 14, а показана конструкция секции внутренней сборки на столе вибростенда, на рис. 14, б – ее твердотельная модель для проведения частотного анализа.

3. Описание экспериментальной установки

Испытания проводились на вибростенде, в состав которого входят генератор звуковых частот,

усилитель, блок подмагничивания, измерительный преобразователь вибрации для регистрации частот и уровней вибраций испытуемого образца, устройство регистрации и обработки вибросигналов. Методика испытаний составлена в соответствии с межгосударственным стандартом ГОСТ 25.507-85 (унифицирован со стандартом ФРГ ТГЛ 19355) и техническими требованиями на разработку гидроаккумулятора.

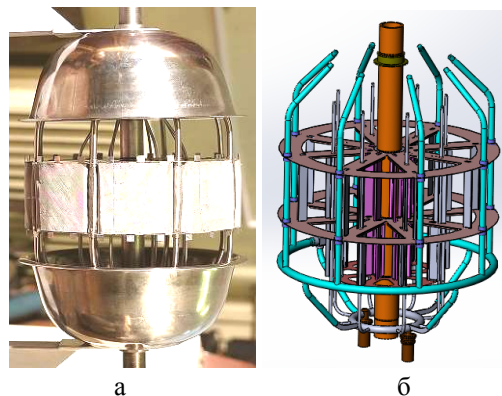


Рис. 14. Конструкция секции сборки, установленная на вибростенде, и трехмерная упрощенная модель секции сборки

Линию возбуждения составляют генератор звуковых частот с смонтированным в него предварительным усилителем мощности, выходной усилитель мощности и вибратор. Для возбуждения колебаний в образце используется вибратор – электровибродинамик ВЭД-200. В электродинамике специальным блоком подмагничивания создается постоянное магнитное поле. Схема вибростенда представлена на рис. 15.

Управляющие сигналы создаются звуковым генератором, смонтированным в стойке испытательного стенда ВЭДС-1500, который формирует незатухающие моногармонические колебания с заданными частотами в диапазонах 4...40 Гц, 40...400 Гц, 400...4000 Гц.

Электрические колебания заданной амплитуды и частоты поступают в усилитель мощности и далее с выхода усилителя – на обмотку рабочей катушки. Исследуемый объект крепится болтами М10 на рабочем столе динамика. По катушке подмагничивания пропускается постоянный ток от блока подмагничивания, создающий постоянное магнитное поле. Взаимодействие постоянного и переменного магнитных полей вызывает колебания рабочего стола динамика с заданной частотой. Амплитуда колебаний стола регулируется уровнем амплитуды переменного сигнала настройкой усилителя.

Испытуемая модель была закреплена на столе вибродинамика болтами М10 с помощью фланцевого соединения.

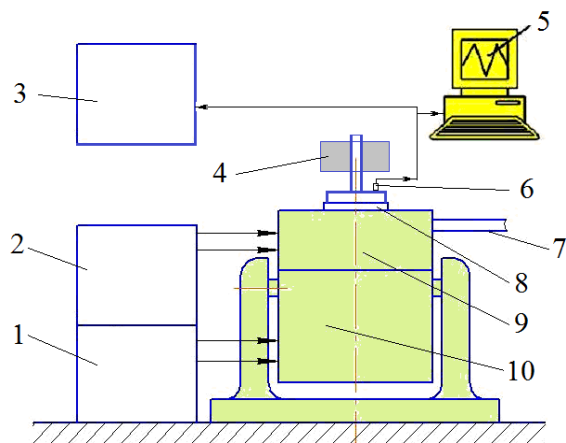


Рис. 15. Схема вибростенда с выработкой управляющих сигналов генератором ВЭДС-1500: 1 – блок подмагничивания; 2 – генератор и усилитель; 3 – блок контроля уровня вибраций; 4 – исследуемый объект; 5 – ЭВМ для записи и обработки вибраций; 6 – акселерометр; 7 – подвод охлаждающего воздуха; 8 – рабочий стол вибратора; 9 – рабочая катушка; 10 – катушка подмагничивания

Для контроля уровня вибраций использован акселерометр Д14. Вибропреобразователь Д14 используется для измерения виброускорения при частотах колебаний до 10 кГц. Коэффициент преобразования датчика с кабелем по результатам поверки составил $1,83 \text{ мВ} \cdot \text{с}^2/\text{м}$. Датчик был установлен на шпильку М5 на фланце крепления объекта к рабочему столу вибратора.

Перед проведением вибрационных испытаний на испытательном стенде по методике, изложенной в [3] выполнен ряд подготовительных операций, к которым относятся калибровка акселерометра совместно с аппаратурой записи и обработки вибраций, проверка пределов амплитуд и ускорений вибраций вибростенда с массовым аналогом конструкции, настройка задающей аппаратуры стенда с массовым аналогом конструкции.

4. Экспериментальное определение собственных частот конструкции (первый этап)

Возможные резонансы конструкции выявлялись двумя способами: при возбуждении колебаний объекта от генератора качающейся частоты в диапазоне от 4 Гц до 2 кГц, и при ударном воздействии на объект с последующим анализом спектральных разложений вибраций. По результатам испытаний получено достаточно хорошее совпадение частотных характеристик.

На рис. 16 приведен пример осциллограммы затухающих колебаний после удара, на рис. 17 –

спектральное разложение временного вибросигнала по методикам, изложенным в [4, 5].

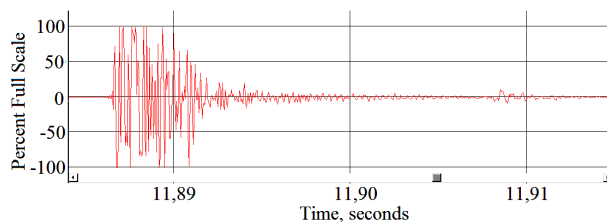


Рис. 16. Осциллограмма вибросигнала при возбуждении ударных колебаний конструкции

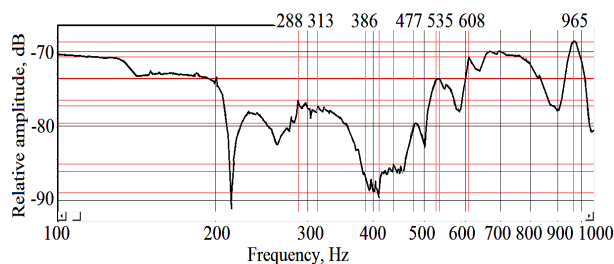


Рис. 17. Спектральное разложение вибросигнала ударной вибрации

По результатам экспериментальных исследований были определены значения собственных частот в диапазоне до 1000 Гц (табл. 4).

Таблица 4

Собственные частоты образца, полученные при виброиспытаниях

Номер формы	1	2	3	4	5	6
Частота, Гц	279	288	297	313	322	386
Номер формы	7	8	9	10	11	12
Частота, Гц	477	535	608	664	831	965

Экспериментальные исследования упрощенной сборки показали, что все собственные частоты конструкции лежат выше заданного значения 140 Гц. Минимальная частота колебаний конструкции составила 279 Гц.

5. Частотный анализ упрощенной модели конструкции (второй этап)

При анализе упрощенной трехмерной модели был использован МКЭ. Согласно реальной конструкции был использован материал с теми же свойствами. С целью экономии мощности вычислительной техники для дальнейшего исследования был проведен анализ по подбору оптимального размера сетки конечных элементов.

На рис. 18 показаны примеры форм собственных колебаний элементов конструкции.

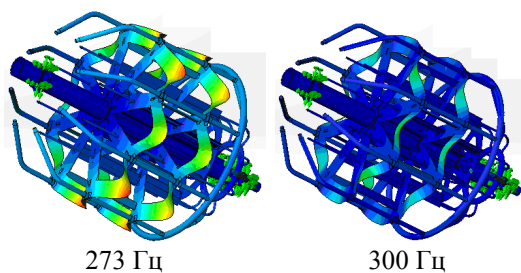


Рис. 18. Формы собственных колебаний

На графике рис. 19 приведено сравнение результатов исследования упрощенной трехмерной модели с применением различных сеток конечных элементов и экспериментов.

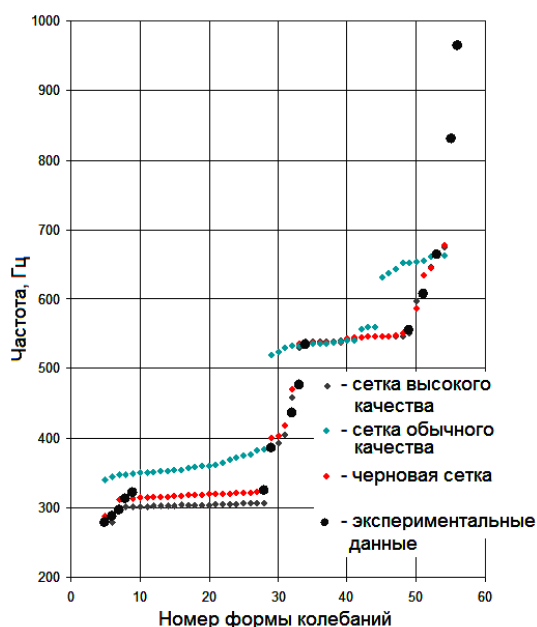


Рис. 19. Значения собственных частот для различных типов сеток с наложенным значением результатов эксперимента на вибростенде

По полученным результатам видно, что первые резонансные частоты относятся к дискам, при этом процент рассогласования между показаниями на вибростенде и полученным при исследовании упрощенной модели с черновой сеткой конечных элементов составляет на низких частотах от 8 до 20 %, на высоких частотах – до 34 %. При использовании сетки нормального качества рассогласование составляет от 0,2 до 7,8 %. При сетке высокого качества рассогласование составляет от 0,2 до 6,5 %, что говорит о достаточно высокой точности результатов, полученных путем исследования трехмерной модели. Это дает основание доверять результатам численного моделирования на модели полной сборки.

Заключение

Проведенный частотный анализ модели корпуса показал, что все собственные частоты конструкции лежат выше заданного значения 140 Гц. Частота колебаний трубки-нагревателя, входящей в конструкцию внутренней сборки, составила по первой изгибной форме 346 Гц.

Моделирование разрабатываемой конструкции с использованием МКЭ позволило на этапе проектирования обеспечить уменьшение веса ГА за счет оптимизации конструкции кронштейнов крепления.

По результатам моделирования выявлено, что на собственные частоты колебания трубки-нагревателя существенно влияет способ приложения к ней нагрузок от элементов внутренней сборки. Корректность способа приложения нагрузок уточнена по результатам испытаний фрагмента конструкции.

Использование результатов натурных испытаний фрагмента внутренней сборки позволило определить границы возможного упрощения модели и параметры сетки конечных элементов для дальнейших расчетов полной сборки.

Литература

1. Гаркуша, А. И. Динамика и прочность деталей газотурбинных двигателей [Текст] : курс лекций / А. И. Гаркуша, В. С. Чигрин. – Х. : Нац. аэрокосм. ун-т «Харьк. авиац. ин-т», 2011. – 131 с.
2. Алямовский, А. А. SolidWorks Simulation. Как решать практические задачи [Текст] / А. А. Алямовский. – СПб. : БХВ-Петербург, 2012. – 448 с.
3. Виброакустика авиационных двигателей [Текст] : лаб. практикум / В. С. Чигрин, Ю. А. Гусев, О. М. Бугаенко и др. – Х. : Нац. аэрокосм. ун-т им. Н. Е. Жуковского «Харьков. авиац. ин-т», 2014. – 52 с.
4. Чигрин, В. С. Виброакустика і вібродіагностика авіаційних двигунів [Текст] / В. С. Чигрин, С. І. Суховій. – Х. : Нац. аерокосм. ун-т «Харьков. авиац. ин-т», 2012. – 264 с.
5. Максимов, В. П. Измерение, обработка и анализ быстропеременных процессов в машинах [Текст] / В. П. Максимов, И. В. Егоров, В. А. Карасев. – М. : Машиностроение. – 1987. – 208 с.

References

1. Garkusha, A. I., Chigrin, V. S. *Dinamika i prochnost detaley gazoturbinnnyih dvigateley* [Dynamics and strength of gas turbine engine parts] Kharkov, NAU «KHAI» Publ., 2011. 131 p.
2. Alyamovskiy, A. A. *SolidWorks Simulation. Kak reshat' prakticheskie zadachi* [SolidWorks Simulation. How to solve practical tasks]. Sankt-Peterburg, BHV-Peterburg Publ., 2012. 448 p.
3. Chigrin, V. S., Gusev, Yu. A., Bugaenko, O. M.

Vibroakustika aviatsionnykh dvigateley [Vibro-acoustics of aircraft engines]. Kharkov, NAU «KHAИ» Publ., 2014. 52 p.

4. Chygryn, V. S., Suhoviy, S. I. *Vibroakustyka i vibrodiagnostyka aviatsyinykh dyvyniv* [Vibroacoustics and vibration diagnostics of aircraft engines]. Kharkov.

NAU «KHAИ» Publ., 2012. 264 p.

5. Maksimov, V. P., Egorov, I. V., Karasev, V. A. *Izmerenie, obrabotka i analiz bystroperemennykh protsessov v mashinah* [Measurement, processing and analysis of rapidly processes in machines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1987. 208 p.

Поступила в редакцию 18.02.2017, рассмотрена на редколлегии 8.06.2017

Рецензент: д-р техн. наук, проф., зав. каф. конструкции авиационных двигателей С. В. Епифанов, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

МОДЕЛЮВАННЯ ВЛАСНИХ ЧАСТОТ КОЛИВАНЬ ЕЛЕМЕНТІВ ТЕРМОГІДРАВЛІЧНОГО АКУМУЛЯТОРА

Р. Ю. Турна, В. С. Чигрин, Д. Ю. Зінченко, О. В. Білогуб

Наведено результати моделювання власних частот коливань елементів конструкції гідравлічного акумулятора (ГА). Виконано аналіз двох варіантів опор та різні способи урахування мас внутрішнього наповнення акумулятора. З'ясовано, що з мінімальними частотами коливаються тонкостінні елементи конструкції і трубка нагрівача – близько 175 і 346 Гц відповідно. Показано, що спосіб установки ГА на опорах не робить істотного впливу на власні частоти коливань критичних елементів - трубки і тонкостінних дисків. При різних способах обліку приєднаних мас істотно відрізняються власні частоти трубки-нагрівача - 233 і 143 Гц. Представлені схема випробувального стенду і порівняння результатів випробувань фізичної моделі фрагмента внутрішнього наповнення ГА і моделювання.

Ключові слова: частоти власних коливань, твердотіла модель, вібростенд.

NATURAL OSCILLATIONS FREQUENCIES OF HYDRAULIC ACCUMULATOR ELEMENTS SIMULATION

R. Turna, V. Chygryn, D. Zinchenko, A. Belogub

The paper presents simulation results of Heat Controlled Accumulator (HCA) structural parts natural frequencies. Two different mounting brackets were analyzed including impact of interior parts of accumulator. Find out that the minimal frequencies are in interior parts and central tube of accumulator – about 175 and 346 Hz correspondingly. The paper results demonstrate that there is no sufficient impact of mounting brackets to natural frequencies of structure critical elements. Joint mass analysis defined natural frequencies of central tube depending from joint interface – 233 and 143 Hz. Experimental set-up layouts and comparison of interior fragment vibration test results with simulation are presented in paper.

Keywords: natural frequencies, CAD model, vibration test bench.

Турна Рустем Юсуфович – директор учебно-научного центра технической физики Национального аэрокосмического университета им. Н. Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», Харьков, Украина, e-mail: rustem.turna@ctph.com.ua.

Чигрин Валентин Семенович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры конструкции авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: chigrin_vs@ukr.net.

Зинченко Дмитрий Юрьевич – магистрант кафедры конструкции авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: zeluok@meta.ua.

Белогуб Александр Витальевич – д-р техн. наук, профессор, профессор кафедры конструкции авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: av.belogub@gmail.com.

Turna Rustem Yusufovich – Director of scientific-training Center of Technical Physics of National Aerospace University “Kharkov Aviation Institute”, Kharkov, Ukraine, e-mail: rustem.turna@ctph.com.ua.

Chygryn Valentyn Semenovich – PhD, associate professor of aircraft engine department of National Aerospace University “Kharkov Aviation Institute”, Kharkov, Ukraine, e-mail: chigrin_vs@ukr.net.

Zinchenko Dmitriy Yurievich – master of aircraft engine department of National Aerospace University “Kharkov Aviation Institute”, Kharkov, Ukraine, e-mail: zeluok@meta.ua.

Belogub Alexander Vitalevich – Dr.-Ing., professor of aircraft engine department of National Aerospace University “Kharkov Aviation Institute”, Kharkov, Ukraine, e-mail: av.belogub@gmail.com.