

## **СОДЕРЖАНИЕ**

---

---

### **АВИАЦИОННАЯ И РАКЕТНО-КОСМИЧЕСКАЯ ТЕХНИКА**

---

- ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМЫ НАЗЕМНОГО  
ОБСЛУЖИВАНИЯ ВОЗДУШНЫХ СУДОВ  
УЗЛОВОГО АЭРОПОРТА НА БАЗЕ ИМИТАЦИОННОЙ МОДЕЛИ  
С НЕЧЁТКИМ РЕГУЛЯТОРОМ**  
*И. А. Васильева, В. А. Романенко, Т. В. Хвостова* 7
- ИНФОРМАЦИОННО-УПРАВЛЯЮЩАЯ СИСТЕМА  
ДЛЯ ПРОВЕДЕНИЯ НАУЧНЫХ ЭКСПЕРИМЕНТОВ  
НА МЕЖДУНАРОДНОЙ КОСМИЧЕСКОЙ СТАНЦИИ**  
*Ф. А. Воронин, И. В. Дунаева* 20
- АНАЛИЗ ТОЧНОСТИ АВТОНОМНОЙ НАВИГАЦИИ  
КОСМИЧЕСКОГО РОБОТА ПРИ ДИАГНОСТИКЕ  
ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ОРБИТАЛЬНОГО ОБЪЕКТА**  
*А. Д. Голяков, И. В. Фоминов, С. Ю. Королев* 31
- НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ СОЗДАНИЯ САМОЛЁТА  
АРКТИЧЕСКОГО БАЗИРОВАНИЯ**  
*Н. М. Куприков, О. С. Долгов, М. Ю. Куприков, Б. В. Иванов* 42
- СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ  
ЗА СЧЁТ ОРГАНИЗАЦИИ ИЗОТЕРМИЧЕСКОГО РАСШИРЕНИЯ  
В ТУРБИНЕ**  
*М. А. Мураева, И. М. Горюнов* 51
- ЧАСТОТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОАКСИАЛЬНОГО  
ГАЗОВОГО ДЕМПФЕРА ДЛЯ ТОПЛИВНОЙ МАГИСТРАЛИ  
РАКЕТЫ-НОСИТЕЛЯ**  
*Д. А. Одинокоев, А. Г. Гимадиев* 62

### **МАШИНОСТРОЕНИЕ И ЭНЕРГЕТИКА**

---

- ДИНАМИКА СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ РАСХОДА  
ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ С МАЛОШУМНЫМ  
РЕГУЛИРУЮЩИМ ОРГАНОМ**  
*Э. Г. Берестовицкий, П. И. Кизилов, А. Н. Крючков, Н. В. Пялов* 75
- ВЛИЯНИЕ МОНТАЖА НА НАПРЯЖЁННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ  
СОСТОЯНИЕ УПРУГИХ КОЛЕЦ В ДЕМПФЕРНОЙ ОПОРЕ**  
*Д. С. Дилигенский, Д. К. Новиков* 87

<b>ПЕРСПЕКТИВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ПРОЦЕССА ОЦЕНКИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ РАБОЧИХ ЖИДКОСТЕЙ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ</b> <i>А. Н. Коптев, А. М. Гареев, И. А. Попельнюк</i>	101
<b>О ТИПАХ АЭРОУПРУГИХ КОЛЕБАНИЙ РАБОЧИХ КОЛЁС ТУРБОМАШИН</b> <i>А. О. Коскин, В. Г. Селезнев</i>	109
<b>МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ДЕМПФЕРОВ В ЗАДАЧАХ РОТОРНОЙ ДИНАМИКИ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ</b> <i>М. Н. Кутаков, С. А. Дегтярев, М. К. Леонтьев</i>	115
<b>ОЦЕНКА МАЛОЦИКЛОВОЙ УСТАЛОСТИ НА ОСНОВЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЗАВИСИМОСТИ МЭНСОНА-КОФФИНА ПРИ ОТНУЛЕВОМ ЦИКЛЕ «МЯГКОГО» НАГРУЖЕНИЯ</b> <i>В. Ф. Павлов, В. А. Куртичѳв, Е. Е. Кочерова, А. С. Злобин</i>	129
<b>К ВОПРОСУ ОБ ЭФФЕКТИВНОСТИ РЕГЕНЕРАТИВНОЙ СИСТЕМЫ ЛУЧИСТОГО ОТОПЛЕНИЯ</b> <i>В. В. Панченко</i>	137
<b>ВЫБОР ОБРАЗЦОВ-СВИДЕТЕЛЕЙ ДЛЯ ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ АЗОТИРОВАНИЯ ПОВЕРХНОСТИ ДЕТАЛЕЙ</b> <i>В. В. Сазанов</i>	142
<b>РАЗРАБОТКА ЗАЩИТНОГО ТОРЦЕВОГО АМОРТИЗАТОРА ДЛЯ КОНТЕЙНЕРОВ ПРИ АВАРИЙНЫХ ПАДЕНИЯХ</b> <i>П. А. Самохин, Е. А. Бахарева, Д. В. Потанин</i>	152
<b>ДИНАМИКА ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ МАШИНЫ С АДАПТИВНЫМ ПРИВОДОМ ПОДАЧИ ИНСТРУМЕНТА</b> <i>В. С. Сидоренко, М. С. Полешкин, С. В. Ракуленко</i>	162
<b>ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ГЛУБИНЫ ТРЕЩИНЫ НА КОЭФФИЦИЕНТ ИНТЕНСИВНОСТИ НАПРЯЖЕНИЙ В НАДРЕЗАННЫХ И ГЛАДКИХ ПЛАСТИНАХ</b> <i>Н. А. Сургутанов</i>	176

---

---

**CONTENTS**

---

---

**AVIATION AND ROCKET-SPACE ENGINEERING**

---

<b>OPTIMIZATION OF PARAMETERS OF A HUB AIRCRAFT GROUND HANDLING SYSTEM ON THE BASIS OF A FUZZY-CONTROLLER SIMULATION MODEL</b> <i>I. A. Vasileva, V. A. Romanenko, T. V. Khvostova</i>	7
<b>INFORMATION CONTROL SYSTEM FOR SPACE EXPERIMENTS ONBOARD INTERNATIONAL SPACE STATION</b> <i>F. A. Voronin, I. V. Dunaeva</i>	20
<b>ANALYSIS OF THE ACCURACY OF AUTONOMOUS NAVIGATION OF THE SPACE ROBOT IN THE DIAGNOSIS OF THE TECHNICAL CONDITION OF AN ORBITAL OBJECT</b> <i>A. D. Golyakov, I. V. Fominov, S. Yu. Korolev</i>	31
<b>DESIGN AND TECHNICAL CHARACTERISTICS OF TRANSPORT AIRPLANE FOR ARCTIC EXPLORATION</b> <i>N. M. Kuprikov, O. S. Dolgov, M. Yu. Kuprikov, B. V. Ivanov</i>	42
<b>IMPROVEMENT OF GAS TURBINE ENGINES DUE TO ISOTHERMAL EXPANSION IN THE TURBINE</b> <i>M. A. Muraeva, I. M. Gorjunov</i>	51
<b>FREQUENCY CHARACTERISTICS OF A COAXIAL GAS DAMPER FOR BOOSTER FEED LINE</b> <i>D. A. Odinokov, A. G. Gimadiyev</i>	62

---

**MECHANICAL AND POWER ENGINEERING SCIENCES**

---

<b>DYNAMICS OF FEED WATER FLOW RATE CONTROL SYSTEM WITH LOW-NOISE REGULATOR</b> <i>E. G. Berestovitskiy, P. I. Kizilov, A. N. Kruchkov, N.V. Pialov</i>	75
<b>INFLUENCE OF ASSEMBLY CONDITIONS ON THE STRESSED-STAINED STATE OF DAMPER SUPPORT ELASTIC RINGS</b> <i>D. S. Diligenskiy, D. K. Novikov</i>	87

<b>PROSPECTIVE LINES OF IMPROVING THE PROCESS OF EVALUATING THE TECHNICAL CONDITION OF AIRCRAFT HYDRAULIC SYSTEM WORKING FLUID</b> <i>A. N. Koptev, A. M. Gareyev, I. A. Popelnyuk</i>	101
<b>TYPES OF AEROELASTIC VIBRATIONS OF TURBOMACHINERY BLADED DISCS</b> <i>A. O. Koskin, V. G. Seleznev</i>	109
<b>MATHEMATICAL MODELS OF SQUEEZE FILM DAMPERS IN ROTOR DYNAMICS OF GAS TURBINE ENGINES</b> <i>M. N. Kutakov, S. A. Degtiarev, M. K. Leontiev</i>	115
<b>EVALUATION OF LOW CYCLE FATIGUE BASED ON THE USE OF COFFIN-MANSON DEPENDENCE UNDER ZERO-TO-“SOFT” LOADING CYCLE</b> <i>V. F. Pavlov, V. A. Kirpichyov, E. E. Kocherova, A. S. Zlobin</i>	129
<b>ON THE EFFICIENCY OF A RADIANT HEATING REGENERATIVE SYSTEM</b> <i>V. V. Panchenko</i>	137
<b>SELECTION OF REFERENCE SPECIMENS FOR ASSESSING THE EFFICIENCY OF PART SURFACE NITRIDING</b> <i>V. V. Sazanov</i>	142
<b>SAFETY FRONT SHOCK DAMPER (SHOCK ABSORBER) TO PROTECT CONTAINERS IN EMERGENCY FALLING</b> <i>P. A. Samokhin, E. A. Bakhareva, D. V. Potanin</i>	152
<b>DYNAMICS OF THE HYDROMECHANICAL SYSTEM OF A PRODUCTION MACHINE WITH AN ADAPTIVE TOOL-FEEDING DRIVE</b> <i>V. S. Sidorenko, M. S. Poleshkin, S. V. Rakulenko</i>	162
<b>INFLUENCE OF CRACK DEPTH ON THE STRESS INTENSITY COEFFICIENT IN NOTCHED AND SMOOTH PLATES</b> <i>N. A. Surgutanov</i>	176

## ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМЫ НАЗЕМНОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ ВОЗДУШНЫХ СУДОВ УЗЛОВОГО АЭРОПОРТА НА БАЗЕ ИМИТАЦИОННОЙ МОДЕЛИ С НЕЧЁТКИМ РЕГУЛЯТОРОМ

© 2017

- И. А. Васильева** аспирант кафедры эксплуатации авиационной техники;  
Самарский национальный исследовательский университет  
имени академика С.П. Королёва;  
[irina.vasileva.14@mail.ru](mailto:irina.vasileva.14@mail.ru)
- В. А. Романенко** кандидат технических наук, доцент кафедры организации и управления  
перевозками на транспорте;  
Самарский национальный исследовательский университет  
имени академика С.П. Королёва;  
[vla\\_rom@mail.ru](mailto:vla_rom@mail.ru)
- Т. В. Хвостова** аспирант кафедры организации и управления перевозками на транспорте;  
Самарский национальный исследовательский университет  
имени академика С.П. Королёва;  
[sorokina1605@gmail.com](mailto:sorokina1605@gmail.com)

Рассмотрена проблема определения оптимального количества технологических ресурсов функциональной подсистемы узлового аэропорта, осуществляющей наземное обслуживание воздушных судов (ВС) в рамках выбранной технологической операции. В качестве инструмента оптимизации предложено использовать имитационную модель, учитывающую особенности производственного процесса узлового аэропорта и включающую нечёткий регулятор (НР), который отражает логику диспетчера аэропорта, управляющего процессом наземного обслуживания. Приведён модельный пример решения оптимизационной задачи, свидетельствующий о возможности и целесообразности использования нечёткого регулятора в качестве модели стратегии человека-оператора.

*Узловой аэропорт; наземное обслуживание; технологические ресурсы; оптимизация; имитационная модель; нечёткое управление.*

---

**Цитирование:** Васильева И.А., Романенко В.А., Хвостова Т.В. Оптимизация параметров системы наземного обслуживания воздушных судов узлового аэропорта на базе имитационной модели с нечётким регулятором // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2017. Т. 16, № 1. С. 7-19.  
DOI: 10.18287/2541-7533-2017-16-1-7-19

### Введение

Объектом исследования является компонент системы наземного обслуживания ВС узлового аэропорта – его производственное подразделение, предназначенное для выполнения одной или нескольких сходных технологических операций и оснащённое соответствующими технологическими ресурсами. С позиций теории управления рассматриваемая подсистема служит примером системы управления (СУ), в которой в роли объекта управления (ОУ) выступают технологические ресурсы, а функции управляющего устройства (УУ) осуществляет человек-оператор (диспетчер аэропорта). При едином назначении технологические ресурсы, как правило, относятся к различным типам, отличающимся техническими и экономическими характеристиками (производительностью, стоимостью, расходами на эксплуатацию и пр.). В задачи оператора входит контроль за соблюдением временных рамок выполнения операции, определение типов и количества ресурсов, выделяемых для обслуживания того или иного ВС, маневрирование ресурсами в условиях массовых нарушений регулярности полётов и др. Пробле-

мой особенно актуальной для узловых аэропортов, с их интенсивными потоками ВС и жёсткими требованиями к соблюдению временных параметров технологических графиков наземного обслуживания, является определение оптимальных по критерию экономичности ресурсов отдельных подсистем. Ряд специфических черт аэропортов рассматриваемой категории делает имитационное статистическое моделирование наиболее предпочтительным методом решения названной оптимизационной задачи. Имитационная модель рассматриваемой СУ должна включать в качестве компонента модель УУ, воспроизводящую действия человека. Для формализации используемых оператором эвристических правил управления используются методы нечёткой логики. В рассматриваемой модели нечёткий логический регулятор является моделью стратегии оператора и таким образом служит моделью УУ. В настоящее время при всей многочисленности публикаций, связанных с нечётким управлением самыми разнообразными объектами, отсутствуют работы, в которых рассматривались бы вопросы нечёткого управления системами и процессами наземного обслуживания ВС и их загрузки в аэропорту.

### **Модель подсистемы наземного обслуживания ВС узлового аэропорта**

Для формирования имитационной модели отдельной функциональной подсистемы узлового аэропорта вводится ряд не противоречащих практике допущений.

Всё разнообразие типов ВС, поступающих в подсистему на обслуживание, сводится к двум категориям. С уменьшением взлётной массы и пассажировместимости ВС порядковый номер  $\theta$  ( $\theta = 1, 2$ ) категории возрастает.

Благодаря особенностям расписания некоторый достаточно продолжительный промежуток времени функционирования узлового аэропорта может быть разбит на ряд временных интервалов, называемых «волнами» прилётов [1]. В течение каждой из «волн» интервал роста интенсивности потока прибывающих ВС сменяется интервалом снижения её до некоторого минимального значения. При этом соотношение между интенсивностями потоков ВС различных категорий не остаётся неизменным: «волна», как правило, инициируется массовыми прилётами ВС более высокой категории, что даёт возможность сократить время пересадки пассажиров. Указанные обстоятельства позволяют рассматривать мгновенную интенсивность потока прибывающих ВС  $\lambda(t)$  как периодическую функцию времени с периодом  $T$ , равным продолжительности «волны» прилётов. Мгновенные вероятности  $\pi_\theta(t)$  принадлежности прибывающих ВС  $\theta$ -й категории также принимаются периодическими функциями времени с периодом  $T$ , для которых на всём  $T$  выполняется условие нормировки:

$$\sum_{\theta=1}^{\Theta} \pi_\theta(t) = 1, \quad \forall t \in [0, T].$$

Поскольку поток прибывающих в узловой аэропорт ВС может считаться пуассоновским [2], а операция случайного разделения пуассоновского потока даёт на выходе потоки такого же типа [3], то потоки ВС различных категорий также считаются пуассоновскими с мгновенными интенсивностями  $\lambda_\theta(t)$  – периодическими функциями с периодом  $T$ :

$$\lambda_\theta(t) = \lambda(t) \cdot \pi_\theta(t), \quad \theta = 1, 2.$$

Обозначим  $\lambda^{[0,T]}$ ,  $\lambda_\theta^{[0,T]}$ ,  $\pi_\theta^{[0,T]}$  сегменты функций соответственно  $\lambda(t)$ ,  $\lambda_\theta(t)$ ,  $\pi_\theta(t)$ , т.е. множества пар, включающих значения функций  $\lambda(t)$ ,  $\lambda_\theta(t)$ ,  $\pi_\theta(t)$ , которые они принимают в моменты времени  $t$ , и сами значения  $t$  в промежутке  $0 \leq t \leq T$ :  $\lambda^{[0,T]} = \{(t, \lambda(t))\}_{0 \leq t \leq T}$ ,  $\lambda_\theta^{[0,T]} = \{(t, \lambda_\theta(t))\}_{0 \leq t \leq T}$ ,  $\pi_\theta^{[0,T]} = \{(t, \pi_\theta(t))\}_{0 \leq t \leq T}$ .

Допустим, что подсистема располагает технологическими ресурсами двух групп с номерами  $\psi$  ( $\psi = 1, 2$ ), специализирующимися на обслуживании ВС той или иной категории, при этом более производительные ресурсы 1-й группы рассчитаны на обслуживание ВС более высокой категории I. Предположим, что ресурсы одной группы могут использоваться для обслуживания ВС разных категорий, однако обслуживание ВС тех категорий, на которые ресурсы не рассчитаны, выполняется ими с меньшей производительностью. Будем считать, что для обслуживания любого ВС могут привлекаться как одна, так и несколько однотипных единиц ресурсов. Пусть объем работ  $Q_\theta$  при обслуживании одного ВС  $\theta$ -й категории – случайная величина (СВ) с заданной функцией распределения  $F_{Q_\theta}(Q)$ . Также СВ считаются численность  $N_{\psi\theta}$  выделяемых единиц ресурсов и производительность  $R_{\psi\theta}$  единицы ресурсов  $\psi$ -й группы при обслуживании ВС  $\theta$ -й категории. Функции распределения указанных СВ  $F_{R_{\psi\theta}}(R)$  и  $F_{N_{\psi\theta}}(N)$  принимаются заданными для всех сочетаний  $\theta = 1, 2$  и  $\psi = 1, 2$ . Продолжительность обслуживания любого ВС зависит от потребного при обслуживании объема работ, производительности и количества выделенных ресурсов.

Для моделирования логики управления процессом обслуживания ВС вводится ряд допущений. Предполагается, что задача оператора, управляющего обслуживанием, состоит в выборе группы ресурсов, в которую очередное ВС направляется на обслуживание. Задача решается в момент поступления ВС в подсистему. Практика показывает, что наиболее весомыми факторами, влияющими на решение оператора, следует считать, во-первых, число ВС, обслуживаемых и ожидающих обслуживания в подсистеме, и, во-вторых, число ВС, поступление которых в подсистему ожидается в течение ближайшего промежутка времени определенной продолжительности. Для этих характеристик вводятся обозначения:  $x_1(t), x_2(t)$  – численности ВС категории соответственно I и II, поступление которых в подсистему ожидается в течение промежутка времени, начинающегося в момент времени  $t$  и заканчивающегося в момент времени  $t + \Delta t^{ож}$ , где  $\Delta t^{ож}$  – некоторая заданная продолжительность временного промежутка;  $x_3(t), x_4(t)$  – численности ВС, находящихся на обслуживании и обслуживаемых в момент времени  $t$  ресурсами 1-й и 2-й группы соответственно.

Логично считать, что помимо перечисленных факторов оператор принимает во внимание и целый ряд других (характеристики конкретного ВС, его загрузки, особенности выполняемой им перевозки и т.п.), с трудом поддающихся формализации, наличие которых делает факт выбора некоторого решения случайным. Вводится квадратная матрица переходных вероятностей  $\|p_{\psi\theta}(t)\|$  с единичной суммой по столбцам, элемент которой  $p_{\psi\theta}(t)$  представляет собой мгновенную вероятность направления на обслуживание в  $\psi$ -ю группу ресурсов поступающих ВС  $\theta$ -й категории. Приняв заданными вероятности  $p_{2,1}(t)$  и  $p_{1,2}(t)$  и переобозначив их для краткости записи  $y_1(t) \equiv p_{2,1}(t)$  и  $y_2(t) \equiv p_{1,2}(t)$ , определим  $p_{1,1}(t)$  и  $p_{2,2}(t)$  как

$$p_{1,1}(t) = 1 - y_1(t), \quad p_{2,2}(t) = 1 - y_2(t).$$

Таким образом, функции НР состоят в определении в любой момент времени  $t$  вероятностей  $y_1(t)$  и  $y_2(t)$  по заданным величинам  $x_1(t), x_2(t), x_3(t), x_4(t)$  :

$$y_\theta(t) = U_\theta(x_1(t), x_2(t), x_3(t), x_4(t)), \quad (1)$$

$$\theta = 1, 2,$$

где  $U_\theta(\cdot)$  – алгоритм управления по каналу  $y_\theta \equiv p_{\psi \neq \theta, \theta}(t)$ .

Нестационарность и неоднородность поступающего потока ВС, сложный характер вероятностного распределения времени обслуживания ВС, наличие управления делают единственно возможным методом исследования динамики системы имитационное моделирование. Принципиальная блок-схема имитационной модели функциональной подсистемы узлового аэропорта приведена на рис. 1.

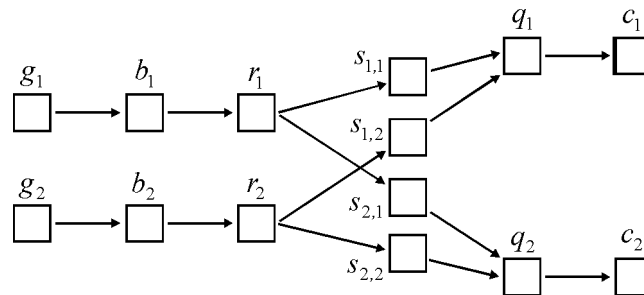


Рис. 1. Принципиальная блок-схема имитационной модели

Блоки  $g_\theta$ , ( $\theta = 1, 2$ ) предназначены для генерирования потоков заявок, имитирующих поступление сообщений о планируемом через фиксированное время  $\Delta t^{nn}$  прибытии на обслуживание в подсистему ВС  $\theta$ -й категории. Имитационный эксперимент включает  $n^\vartheta$  решений модели, каждое модельной продолжительностью  $T$ , в течение которых интенсивности потоков меняются согласно  $\lambda_\theta^{[0, T]}$ . Блоки  $b_\theta$  задерживают заявки на промежуток модельного времени  $\Delta t^{nn}$  и обеспечивают сбор статистики по величинам  $x_\theta(t)$ ,  $\theta = 1, 2$ . Блоки нечёткого регулятора  $r_\theta$  ( $\theta = 1, 2$ ) реализуют алгоритмы  $U_\theta(\cdot)$ . В момент  $t^z$  модельного времени входа очередной  $z$ -й ( $z = 1, 2, \dots$ ) заявки, соответствующей ВС  $\theta^z$ -й категории, в блок  $r_{\theta^z}$  «срабатывает» алгоритм  $U_{\theta^z}(\cdot)$ . Блоки  $s_{\psi\theta}$ ,  $\psi(\theta = 1, 2)$  предназначены для определения значений параметров заявки. Для  $z$ -й ( $z = 1, 2, \dots$ ) заявки, соответствующей некоторому ВС  $\theta^z$ -й категории, направленному для обслуживания в  $\psi^z$ -ю группу ресурсов, определяются потребный объём работ  $Q^z$ , число выделенных единиц ресурсов  $N^z$ , фактическая производительность единицы ресурсов  $R^z$ , а также фактическое время обслуживания  $t_{обсл}^z$  как реализации СВ  $Q_{\theta^z}$ ,  $N_{\psi^z\theta^z}$ ,  $R_{\psi^z\theta^z}$  соответственно. Значение  $t_{обсл}^z$  с учётом введенных выше допущений рассчитывается как

$$t_{обсл}^z = \frac{Q^z}{R^z N^z}. \quad (2)$$

Блоки  $q_\psi$  ( $\psi = 1, 2$ ) моделируют занятие заявкой определённого ранее числа единиц ресурсов из  $\psi$ -й группы, задержку заявки на рассчитанное согласно (2) модельное время и затем освобождение занятых заявкой ресурсов. В назначение блоков входит также сбор статистики по использованию ресурсов и характеристикам очереди. Блоки  $c_\psi$  ( $\psi = 1, 2$ ) осуществляют вывод заявок из модели.



### Нечёткое управление в модели подсистемы наземного обслуживания ВС узлового аэропорта

Структура модели СУ с НР приведена на рис. 2. ОУ характеризуется множествами зависящих от времени входных управляющих переменных  $Y(t)$ , выходных переменных  $X(t)$ , а также переменных  $\Lambda(t)$ , описывающих внешние неуправляющие воздействия, обусловленные случайными процессами поступления в подсистему и обслуживания ВС. На вход НР дискретно, в определённые моменты времени, поступают элементы вектора  $X$ , являющиеся определёнными величинами. На выходе НР с использованием алгоритма нечёткого логического вывода формируется множество значений элементов вектора  $Y$ , также являющиеся определёнными.

В любой модельный момент времени  $t \in [0, T]$  вектор выходных переменных НР  $Y = (y_1, y_2)$  связан с вектором его входных переменных  $X = (x_1, \dots, x_4)$  соотношением (1) или в более общем виде:

$$Y = U(X), \tag{3}$$

где  $U = (U_1, U_2)$  – вектор-функция, устанавливающая связь между  $X$  и  $Y$ . Области изменения входных переменных совпадают с множеством целых неотрицательных чисел  $\mathbf{Z}_{\geq 0}$ . Область изменения выходных вероятностей  $y_1, y_2$  естественным образом определяется как отрезок  $[0, 1]$ .

Задача НР состоит в том, чтобы, реализуя управление  $U$ , аппроксимирующее управление человеком-оператором «реальной» системой, на основе информации о векторе  $X$  определить решение  $Y$ .

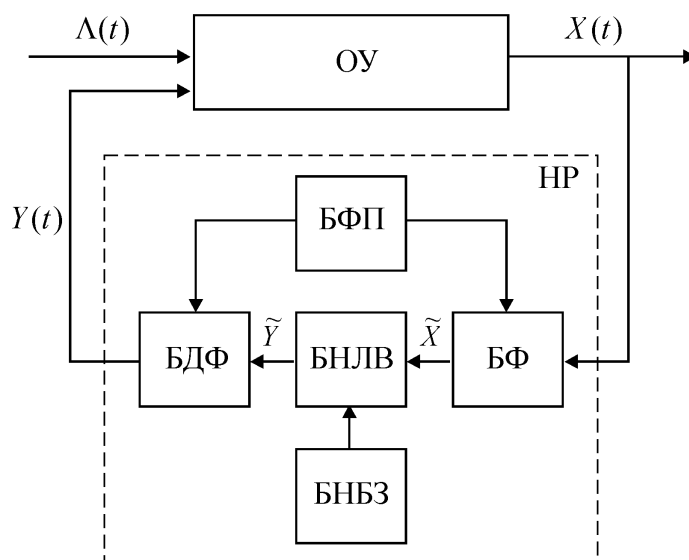


Рис. 2. Структура модели СУ с НР

Будем различать измеряемые переменные  $x_1, \dots, x_4$ , принимающие числовые значения из множества  $\mathbf{Z}_{\geq 0}$ , и соответствующие им лингвистические переменные  $\beta_1, \dots, \beta_4$ , принимающие лингвистические значения, заданные на том же универсальном множестве  $\mathbf{Z}_{\geq 0}$ . Для оценки входных лингвистических переменных используются термы из

терм-множеств  $T_i^\beta$ ,  $i=1, \dots, 4$ , где  $T_i^\beta = \{\tilde{\alpha}_i^1, \tilde{\alpha}_i^2, \dots, \tilde{\alpha}_i^{L_i}\}$  – терм-множество лингвистической переменной  $\beta_i$ , а  $\tilde{\alpha}_i^l$  –  $l$ -й лингвистический терм переменной  $\beta_i$ ,  $l=1, \dots, L_i$ . Лингвистические термы  $\tilde{\alpha}_i^l \in T_i^\beta$ ,  $l=1, \dots, L_i$ ,  $i=1, \dots, 4$  являются заданными на универсальном множестве  $Z_{\geq 0}$  дискретными нечёткими числами, определяемыми как

$$\tilde{\alpha}_i^l = \sum_{x_i \in Z_{\geq 0}} \mu_{\tilde{\alpha}_i^l}(x_i) / x_i, \quad i=1, \dots, 4,$$

где  $\mu_{\tilde{\alpha}_i^l}(x_i)$  – функция принадлежности значения входной переменной  $x_i \in [x_i^H, x_i^B]$  терму  $\tilde{\alpha}_i^l \in T_i^\beta$ ,  $l=1, \dots, L_i$ ,  $i=1, \dots, 4$ .

Аналогично, выходным переменным  $y_1, y_2$ , принимающим числовые значения на промежутке  $[0, 1]$ , поставим в соответствие выходные лингвистические переменные  $\omega_1, \omega_2$  с лингвистическими значениями, заданными на том же промежутке. Для оценки  $\omega_1, \omega_2$  используются термы из терм-множеств  $T_j^\omega$ ,  $j=1, 2$ , где  $T_j^\omega = \{\tilde{\xi}_j^1, \tilde{\xi}_j^2, \dots, \tilde{\xi}_j^{K_j}\}$  – терм-множество лингвистической переменной  $\omega_j$ , а  $\tilde{\xi}_j^k$  –  $k$ -й лингвистический терм переменной  $\omega_j$ ,  $k=1, \dots, K_j$ . Термы  $\tilde{\xi}_j^k \in T_j^\omega$ ,  $k=1, \dots, K_j$ ,  $j=1, 2$  являются нечёткими числами, заданными на универсальном множестве  $[0, 1]$ , и определяются как

$$\tilde{\xi}_j^k = \int_{y_j \in [0, 1]} \mu_{\tilde{\xi}_j^k}(y_j) / y_j, \quad j=1, 2,$$

где  $\mu_{\tilde{\xi}_j^k}(y_j)$  – функция принадлежности значения входной переменной  $y_j \in [0, 1]$  терму  $\tilde{\xi}_j^k \in T_j^\omega$ ,  $k=1, \dots, K_j$ ,  $j=1, 2$ .

Для выполнения процедуры нечёткого логического вывода, состоящего в построении зависимости между входными и выходными переменными на основе логических правил и операций над нечёткими множествами, в состав нечёткого регулятора входит блок нечёткой базы знаний (БНБЗ) (рис. 2), включающий совокупность нечётких логических правил – нечёткую базу знаний. Логическим правилом называется конструкция вида:

ЕСЛИ <Условие правила>, ТО <Заключение правила>,

где Условие правила, Заключение правила – утверждения, состоящие из одного или нескольких нечётких высказываний вида « $\beta$  есть  $\tilde{\alpha}$ », соединённых логическими связками «И», «ИЛИ»;  $\beta$  – лингвистическая переменная;  $\tilde{\alpha}$  – терм лингвистической переменной  $\beta$ . В рассматриваемом нечётком регуляторе использованы логические правила, содержащие составные конъюнктивно-дизъюнктивные (образованные с использованием связок «И», «ИЛИ») высказывания в условиях и простые высказывания в заключениях. Для  $j$ -й ( $j=1, 2$ ) выходной переменной набор включает  $K_j$  правил вида:

ЕСЛИ  $((\beta_1 = \tilde{\alpha}_{1,j}^{(k,1)} \text{ И } \dots \text{ И } \beta_4 = \tilde{\alpha}_{4,j}^{(k,1)}) \text{ ИЛИ } \dots$   
 $(\beta_1 = \tilde{\alpha}_{1,j}^{(k,m)} \text{ И } \dots \text{ И } \beta_4 = \tilde{\alpha}_{4,j}^{(k,m)}) \text{ ИЛИ } \dots$   
 $(\beta_1 = \tilde{\alpha}_{1,j}^{(k,m^k)} \text{ И } \dots \text{ И } \beta_4 = \tilde{\alpha}_{4,j}^{(k,m^k)}))$ , ТО  $(\omega_j = \tilde{\xi}_j^k)$ ,  
 $k=1, \dots, K_j, j=1, 2$ ,

где  $k$  – номер правила в базе нечётких правил выходной лингвистической переменной  $\omega_j$ ;  $m_j^k$  – число составных высказываний конъюнктивного (образованного с использованием связки «И») типа, образующих составное высказывание конъюнктивно-дизъюнктивного типа в условии  $k$ -го правила в базе нечётких правил  $\omega_j$ ;  $m = 1, \dots, m_j^k$  – номер составного высказывания конъюнктивного типа в условии  $k$ -го правила в базе нечётких правил  $\omega_j$ ;  $\tilde{\alpha}_{i,j}^{(k,m)} \in T_i^{\beta}$  – значение входной лингвистической переменной  $\beta_i$ , используемое при формировании  $m$ -го конъюнктивного высказывания в условии  $k$ -го правила в базе нечётких правил  $\omega_j$ ,  $i = 1, \dots, 4$ ;  $\tilde{\xi}_j^k \in T_j^{\omega}$  – значение выходной лингвистической переменной  $\omega_j$ , используемое при формировании заключения  $k$ -го правила в базе нечётких правил  $\omega_j$ . С использованием символов операций  $\cup$  («ИЛИ») и  $\cap$  («И») записанная система высказываний может быть переписана в компактной форме:

$$\bigcup_{m=1}^{m_j^k} \left[ \bigcap_{i=1}^4 (\beta_i = \tilde{\alpha}_{i,j}^{(k,m)}) \right] \Rightarrow \omega_j = \tilde{\xi}_j^k, \quad (4)$$

$$k = 1, \dots, K_j, \quad j = 1, \dots, J.$$

База знаний трактуется [4] как разбиение пространства входных переменных на подобласти с размытыми границами. Размытость границ подобластей означает, что одновременно, но с различными степенями, могут выполняться несколько заключений и, следовательно, выходные переменные, полученные в результате вывода по всей базе знаний, также будут нечёткими величинами, заданными на универсальном множестве  $[0,1]$ :

$$\tilde{y}_j = \int_{y_i \in [0,1]} \mu_{\tilde{y}_j}(y) / y, \quad j = 1, \dots, J,$$

где  $\mu_{\tilde{y}_j}(y_j)$  – функция принадлежности значения переменной  $y \in [0,1]$  нечёткому множеству  $\tilde{y}_j$ . Определение результирующей функции принадлежности  $\mu_{\tilde{y}_j}(y_j)$  и является целью нечёткого логического вывода.

Алгоритм, реализуемый блоком нечёткого логического вывода (БНЛВ) (рис. 2), являющимся главным блоком нечёткого регулятора, включает следующие шаги [4].

1. Определение степеней выполнения условий отдельных правил базы знаний (4) («агрегирование подусловий»). Для определения степени  $h_j^k(X)$  выполнения условия  $k$ -го правила из базы правил лингвистической переменной  $\omega_j$  используется выражение

$$h_j^k(X) = \max_{m=1, \dots, m_j^k} \left[ \min_{i=1, \dots, 4} \mu_{\tilde{\alpha}_{i,j}^{(k,m)}}(x_i) \right], \quad (5)$$

$$k = 1, \dots, K, \quad j = 1, 2.$$

2. Модификация функций принадлежности заключений отдельных правил с учётом степеней выполнения их условий («активизация заключений»). Модифицированная функция принадлежности  $\mu_{\tilde{\xi}_j^k}(y)$  заключения  $k$ -го правила из базы правил  $\omega_j$  определяется на базе исходной функции принадлежности  $\mu_{\xi_j^k}(y)$  согласно следующему выражению:

$$\mu_{\xi_j^{*k}}(y) = \min \left[ h_j^k(X), \mu_{\xi_j^k}(y) \right],$$

$$k = 1, \dots, K, j = 1, 2.$$

3. Определение результирующей функции принадлежности («аккумуляция заключений»):

$$\mu_{\tilde{y}_j}(y) = \max_{k=1, \dots, K_j} \mu_{\xi_j^{*k}}(y).$$

Как следует из (5), для выполнения нечёткого логического вывода предварительно должна быть выполнена процедура фаззификации, цель которой состоит в установлении соответствия между числовыми значениями входных переменных и значениями функций принадлежности соответствующих термов входных лингвистических переменных. Результатом фаззификации, выполняемой блоком фаззификации (БФ) (рис. 2), является множество значений  $\mu_{\tilde{\alpha}_{i,j}^{(k,m)}}(x_i)$ ,  $m = 1, \dots, m^k$ ,  $k = 1, \dots, K_j$ ,  $i = 1, \dots, 4$ ,  $j = 1, 2$ , присутствующих в (5). Для хранения функций принадлежности, используемых для представления лингвистических термов в виде нечётких множеств, предназначен блок функций принадлежности (БФП) (рис. 2).

Полученные в результате нечёткого вывода выходные нечёткие множества  $\tilde{y}_1$  и  $\tilde{y}_2$  приводятся блоком дефаззификации (БДФ) (рис. 2), реализующим один из методов дефаззификации [5], к чёткой форме  $y_1$  и  $y_2$ , используемой при управлении системой.

### Постановка задачи

Необходимо определить минимально необходимое в аэропорту число ресурсов  $n_{\psi}^{\min}$  ( $\psi = 1, 2$ ) таким образом, чтобы оно было достаточным для обслуживания ВС без ожидания в подавляющем большинстве случаев. Поскольку процесс поступления ВС на обслуживание и характеристики обслуживания случайны, то и число  $N_{\psi}(t)$  ресурсов  $\psi$ -й группы, потребное в момент  $t \in [0, T]$  для обслуживания поступивших ВС, представляет собой случайный процесс с функцией распределения  $F_{N_{\psi}}(n, t) = P\{N_{\psi}(t) < n\}$ , определяемой в результате серии решений имитационной модели, включающей ИР с заданными параметрами. Число  $n_{\psi}(t)$  ресурсов, выделенное диспетчером в момент  $t \in [0, T]$ , должно быть минимальным, но достаточным для того, чтобы вероятность возникновения дефицита ресурсов для обслуживания очередного поступившего ВС, определяемая как  $P\{N_{\psi}(t) > n_{\psi}(t)\}$ , была приемлемо мала. При заданной вероятности  $p_{\psi}^3$  недостатка ресурсов  $\psi$ -й группы минимально необходимое в момент  $t \in [0, T]$  число ресурсов  $n_{\psi}^{\min}(t)$  определится как наименьшее  $n_{\psi}(t)$ , удовлетворяющее условию

$$P\{N_{\psi}(t) > n_{\psi}(t)\} \leq p_{\psi}^3, \quad \psi = 1, 2.$$

Наибольшая из множества полученных величин  $\{n_{\psi}^{\min}(t), t \in [0, T]\}$  очевидно и будет искомой  $n_{\psi}^{\min}$ :

$$n_{\psi}^{\min} = \max_{t \in [0, T]} \left[ \min \left( \begin{array}{l} n_{\psi}(t) \in Z_{\geq 0} : \\ : P\{N_{\psi}(t) > n_{\psi}(t)\} \leq p_{\psi}^3 \end{array} \right) \right],$$

$$\psi = 1, 2.$$

Таким образом, рассматриваемая задача состоит в поиске  $n_{\psi}^{\min}$  для заданных характеристик потоков ВС и процесса обслуживания  $\lambda_{\theta}^{[0, T]}$ ,  $F_{Q_{\theta}}(Q)$ ,  $F_{R_{\psi\theta}}(R)$ ,  $F_{N_{\psi\theta}}(N)$ ,  $\psi = 1, 2$  и  $\theta = 1, 2$  с учётом заданного нечёткого управления  $U(\cdot)$ .

### Модельный пример решения задачи

Рассматривается одна из ключевых операций технологического графика наземного обслуживания ВС – заправка авиатопливом, выполняемая авиатопливозаправщиками (АТЗ). Предполагается, что при обслуживании ВС категории I АТЗ 2-й группы всегда выделяется два АТЗ. Во всех остальных случаях используется один АТЗ. Распределения СВ  $Q_{\theta}$  и  $R_{\psi\theta}$  для всех  $\psi$  и  $\theta$  приняты нормальными со средними:  $M[Q_1] = 40 \text{ м}^3$ ,  $M[Q_2] = 16 \text{ м}^3$ ,  $M[R_{1,1}] = 1.5 \text{ м}^3/\text{мин}$ ,  $M[R_{1,2}] = 0.9 \text{ м}^3/\text{мин}$ ,  $M[R_{2,1}] = 0.8 \text{ м}^3/\text{мин}$ ,  $M[R_{2,2}] = 1.0 \text{ м}^3/\text{мин}$ . Приняты следующие значения коэффициентов вариации:  $k_R = 0.15$  – для СВ  $R_{\psi\theta}$  при всех  $\psi$  и  $\theta$ ;  $k_Q = 0.25$  – для СВ  $Q_{\theta}$  при всех  $\theta$ . Все перечисленные исходные данные вполне согласуются с практикой.

В модели НР использует четыре входные лингвистические переменные:

$\beta_1$  = «Число ожидаемых за интервал времени  $\Delta t^{ni}$  ВС категории I»,

$\beta_2$  = «Число ожидаемых за интервал времени  $\Delta t^{ni}$  ВС категории II»,

$\beta_3$  = «Число ВС, ожидающих заправки и заправляемых 1-й группой АТЗ»,

$\beta_4$  = «Число ВС, ожидающих заправки и заправляемых 2-й группой АТЗ»,

которым соответствуют четыре измеряемые входные переменные НР:  $x_1(t), x_2(t), x_3(t), x_4(t)$ . Лингвистические термы переменных  $\beta_1$  и  $\beta_2$  следующие:  $\tilde{\alpha}_1^1 = \tilde{\alpha}_2^1 =$  «небольшое число» (S),  $\tilde{\alpha}_1^2 = \tilde{\alpha}_2^2 =$  «большое число» (B). Лингвистические термы переменных  $\beta_3$  и  $\beta_4$ :  $\tilde{\alpha}_3^1 = \tilde{\alpha}_4^1 =$  «небольшое число» (S),  $\tilde{\alpha}_3^2 = \tilde{\alpha}_4^2 =$  «среднее число» (M),  $\tilde{\alpha}_3^3 = \tilde{\alpha}_4^3 =$  «большое число» (B). Термы представлены простыми и широко используемыми нечёткими величинами с многоугольными функциями принадлежности, для которых выполняется условие разбиения единицы. В общем виде графики функций принадлежности, используемых для термов лингвистических переменных  $\beta_1$  и  $\beta_2$ , представлены на рис. 3, а, для  $\beta_3$  и  $\beta_4$  – на рис. 3, б.

Предположим, что экспертно определены следующие значения координат опорных точек функций принадлежности, отражающие суждения оператора при работе с имеющейся в аэропорту численностью АТЗ:  $x_1^{(1)} = 5$ ,  $x_1^{(2)} = 11$ ,  $x_2^{(1)} = 3$ ,  $x_2^{(2)} = 8$ ,  $x_3^{(1)} = 5$ ,  $x_3^{(2)} = 9$ ,  $x_3^{(3)} = 12$ ,  $x_3^{(4)} = 15$ ,  $x_4^{(1)} = 2$ ,  $x_4^{(2)} = 5$ ,  $x_4^{(3)} = 9$ ,  $x_4^{(4)} = 12$ .

Множество выходных лингвистических переменных включает два элемента:

$\omega_1$  = «Вероятность направления ВС категории I ко 2-й группе АТЗ»,

$\omega_2$  = «Вероятность направления ВС категории II к 1-й группе АТЗ» с соответствующими им выходными переменными  $p_{1,2}(t)$  и  $p_{2,1}(t)$ . Для описания нечёткости обеих входных переменных используются терм-множества в составе трёх лингвистиче-

ских термов:  $\tilde{\xi}_1^1 = \tilde{\xi}_2^1 =$  «вероятность мала» (S),  $\tilde{\xi}_1^2 = \tilde{\xi}_2^2 =$  «вероятность средняя» (M),  $\tilde{\xi}_1^3 = \tilde{\xi}_2^3 =$  «вероятность велика» (B). График используемых функций принадлежности термов представлен на рис. 3, в. Дефаззификация результирующих нечётких чисел выполняется согласно расширенному методу центра тяжести [5].

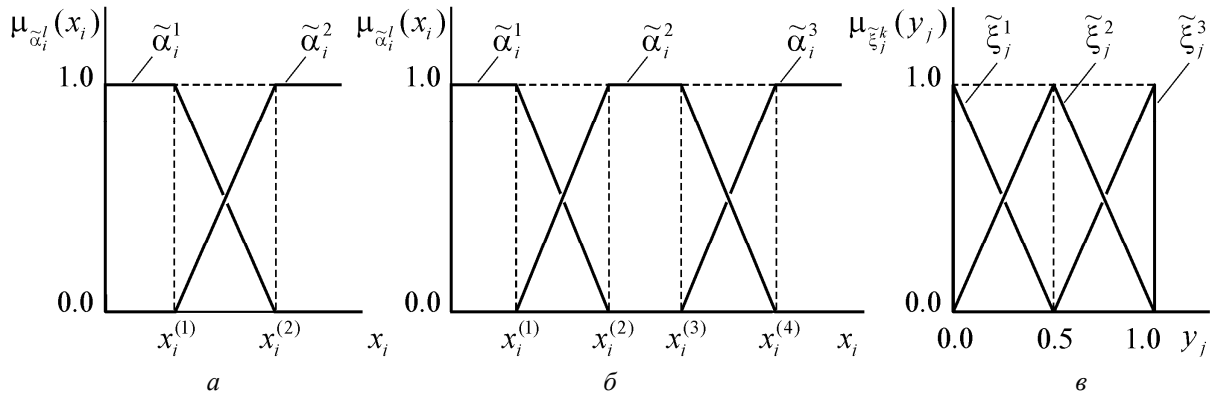


Рис. 3. Функции принадлежности термов лингвистических переменных

Нечёткая база правил для входных лингвистических переменных  $\beta_1, \dots, \beta_4$  и выходных –  $\omega_1, \omega_2$  представлена в форме табл. 1.

Таблица 1. Нечёткая база правил управления подсистемой заправки ВС

$\beta_1$	$\beta_2$	$\beta_3$	$\beta_4$	$\omega_1$	$\beta_1$	$\beta_2$	$\beta_3$	$\beta_4$	$\omega_1$	$\beta_1$	$\beta_2$	$\beta_3$	$\beta_4$	$\omega_2$	$\beta_1$	$\beta_2$	$\beta_3$	$\beta_4$	$\omega_2$			
B	B	B	S	B	B	S	S	M	S	S	B	S	M	B	B	S	S	S	S			
B	S	B	S		B	S	S	B		B	B	S	B		S	B	B	S		S	M	
B	S	B	M		B	B	M	M		M	B	B	S		M	B	B	B		M	M	
B	S	M	S		B	B	M	B		B	B	B	S		M	M	B	B		M	M	
S	S	B	S		S	B	B	M		M	B	B	S		B	B	B	B		M	B	
B	B	B	M	M	S	B	B	B	S	B	S	S	B	M	B	S	M	S	S			
B	S	B	B		S	S	B	B		B	B	S	S		B	B	B	S		M	S	
B	S	S	S		S	B	S	S		S	S	S	B		S	S	M	S		B	B	S
B	B	M	S		S	B	S	M		M	S	B	M		M	M	S	B		B	M	
B	S	M	M		S	B	S	B		B	S	B	M		B	B	S	B		B	B	
S	B	B	S	S	S	S	S	S	S	B	B	B	S	S	S	S	B	S	S			
S	S	B	M		S	S	S	M		M	B	B	B		M	B	S	S		B	M	
S	S	M	S		S	S	S	B		B	B	B	B		B	B	S	S		B	B	
B	B	B	B		S	B	M	S		S	S	S	B		S	S	S	S		S	S	
B	B	S	S		S	B	M	M		M	B	S	B		M	M	S	B		M	S	
B	B	S	M	S	S	B	M	B	S	B	S	B	B	S	S	S	M	S	S			
B	B	S	B		S	S	M	M		M	B	B	S		S	S	S	S		M	M	

Характеристики модельной волны прилётов ВС, полученные в результате обработки расписания одного из европейских хабов, представлены на рис. 4, а. Основные результаты решения рассматриваемой задачи для вероятности  $p^3 = 0.95$ , одинаковой для обеих групп АТЗ, отображены на рис. 4, б – г. Как следует из графиков рис. 4, а, моменты пиковых нагрузок на подсистему топливозаправки, связанные с поступлением ВС двух категорий, не совпадают: максимальный уровень интенсивности потока ВС

категории I приблизительно на один час «опережает» максимум интенсивности потока ВС категории II. Эта особенность модельной волны даёт возможность управляющему алгоритму перераспределять потоки ВС между группами АТЗ с целью выравнивания нагрузки. Действительно, из рис.4, б следует, что на начальной стадии модельной волны во время массового поступления ВС категории I до 35-38% их общего числа направляются на заправку к АТЗ 2-й группы. При этом в остальное время указанная доля не превышает 20%. Напротив, в течение первых 1.5 ч модельной волны, когда поток ВС категории II сравнительно слаб, а АТЗ 1-й группы загружены обслуживанием ВС категории I, вероятность направления к АТЗ этой группы ВС категории II в среднем составляет только около 0.1. Лишь к концу волны, по мере освобождения АТЗ 1-й группы, вероятность направления к ним ВС категории II существенно возрастает.

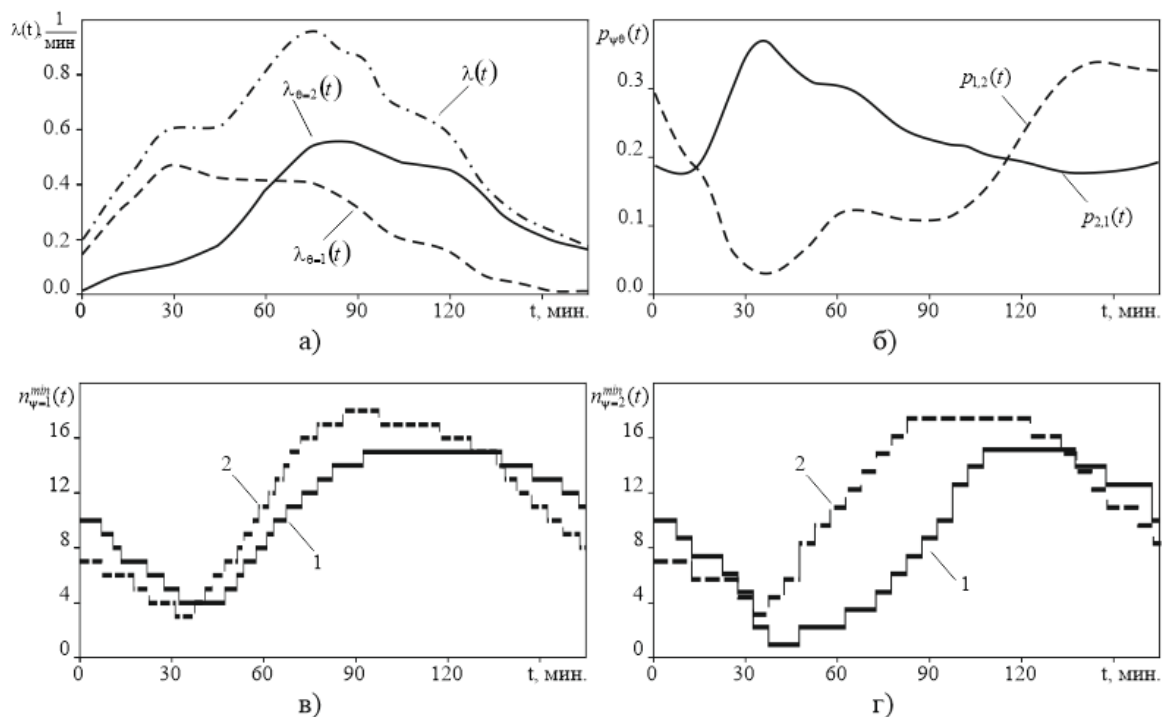


Рис. 4. Исходные данные и результаты моделирования

Реализация управления, моделируемого НР, не только делает нагрузку на АТЗ более равномерной как по времени, так и по группам АТЗ, но также обеспечивает и сокращение суммарной численности АТЗ, необходимой аэропорту. Данный вывод подтверждается сравнением зависимостей  $n_{\psi}^{\min}(t)$ , полученных на моделях с НР (на рис. 4, в и 4, г графики (1)) и без него (на указанных рисунках – графики (2)). В последнем случае предполагается, что все ВС категории I направляются для обслуживания к АТЗ 1-й группы, а ВС категории II – к АТЗ 2-й группы. Суммарное минимально необходимое в аэропорту число АТЗ, достигнутое с использованием НР, составляет  $n_{\psi=1}^{\min} + n_{\psi=2}^{\min} = 15 + 15 = 30$ , и на две единицы меньше величины, полученной без управления. Увеличение на одну единицу минимально необходимого числа АТЗ 2-й группы, вызванное реализацией нечёткого управления, компенсируется сокращением на три единицы минимально необходимого числа более затратных АТЗ 1-й группы.

## Заключение

Результаты решения рассмотренной задачи свидетельствуют о возможности и целесообразности использования нечёткого регулятора в качестве модели стратегии человека-оператора, управляющего технологическими процессами аэропорта. Имитационным моделированием подтверждена необходимость реализуемого в аэропортовой практике управления потоками ВС в рамках подсистем наземного обслуживания, особенно актуальная для узловых аэропортов.

## Библиографический список

1. Dennis N. Developments of Hubbing at European Airports // Air and Space Europe. 2001. V. 3, Iss. 1-2. P. 51-55. DOI: 10.1016/s1290-0958(01)90015-2
2. Романенко В.А. Моделирование производственных процессов узловых аэропортов. Saarbrücken: LAP Lambert Academic Publishing, 2012. 286 с.
3. Гнеденко Б.В., Коваленко И.Н. Введение в теорию массового обслуживания. М.: Наука, 1987. 400 с.
4. Штовба С.Д. Проектирование нечётких систем средствами MATLAB. М.: Горячая линия – Телеком, 2007. 288 с.
5. Пегат А. Нечёткое моделирование и управление. М.: БИНОМ. Лаборатория знаний, 2013. 798 с.

## OPTIMIZATION OF PARAMETERS OF A HUB AIRCRAFT GROUND HANDLING SYSTEM ON THE BASIS OF A FUZZY-CONTROLLER SIMULATION MODEL

© 2017

**I. A. Vasileva** postgraduate student of the Department of Aircraft Maintenance;  
Samara National Research University, Samara, Russian Federation;  
[irina.vasileva.14@mail.ru](mailto:irina.vasileva.14@mail.ru)

**V. A. Romanenko** Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the Department  
of Transportation Management and Control;  
Samara National Research University, Samara, Russian Federation;  
[vla\\_rom@mail.ru](mailto:vla_rom@mail.ru)

**T. V. Khvostova** postgraduate student of the Department of Transportation Management and Control;  
Samara National Research University, Samara, Russian Federation;  
[sorokina1605@gmail.com](mailto:sorokina1605@gmail.com)

The paper deals with the problem of determining the optimum amount of technological resources of a hub functional subsystem, performing ground handling of aircraft (AC) for purposes of a chosen process step. A simulation model is proposed to be used for the optimization. The simulation model takes into account the peculiarities of the hub work activity and includes a fuzzy controller (FC) that reflects the logic of the airport controller who manages the process of aircraft ground handling. A model example of the solution of an optimization problem is presented. The example indicates the possibility and feasibility of using a fuzzy controller to model a human operator's strategy.

*Hub airport; ground handling; technological resources; optimization; simulation model; fuzzy control.*

---

*Citation:* Vasileva I.A., Romanenko V.A., Khvostova T.V. Optimization of parameters of a hub aircraft ground handling system on the basis of a fuzzy-controller simulation model. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2017. V. 16, no. 1. P. 7-19. DOI: 10.18287/2541-7533-2017-16-1-7-19



### References

1. Dennis N. Developments of Hubbing at European Airports. *Air and Space Europe*. 2001. V. 3, Iss. 1-2. P. 51-55. DOI: 10.1016/s1290-0958(01)90015-2
2. Romanenko V.A. *Modelirovanie proizvodstvennykh protsessov uzlovykh aeroportov* [Hub process simulation]. Saarbrucken: LAP Lambert Academic Publishing, 2012. 286 p.
3. Gnedenko B.V., Kovalenko I.N. *Vvedenie v teoriyu massovogo obsluzhivaniya* [Introduction to the queuing theory]. Moscow: Nauka Publ., 1987. 400 p.
4. Shtovba S.D. *Proektirovanie nechetkikh system sredstvami MATLAB* [Design of fuzzy systems by means of MATLAB]. Moscow: Goryachaya Liniya – Telekom Publ., 2007. 288 p.
5. Piegat A. *Fuzzy Modeling and Control*. Heidelberg: Physica-Verlag, 2001. 728 p.

## ИНФОРМАЦИОННО-УПРАВЛЯЮЩАЯ СИСТЕМА ДЛЯ ПРОВЕДЕНИЯ НАУЧНЫХ ЭКСПЕРИМЕНТОВ НА МЕЖДУНАРОДНОЙ КОСМИЧЕСКОЙ СТАНЦИИ

© 2017

**Ф. А. Воронин** инженер-математик 1 категории научно-технического центра;  
Ракетно-космическая корпорация «Энергия» им. С.П. Королёва, г. Королёв;  
[fvtsc@yandex.ru](mailto:fvtsc@yandex.ru)

**И. В. Дунаева** начальник сектора научно-технического центра;  
Ракетно-космическая корпорация «Энергия» им. С.П. Королёва, г. Королёв;  
[Irina.Dunaeva@rsce.ru](mailto:Irina.Dunaeva@rsce.ru)

Рассматривается разработка информационно-управляющей системы (ИУС) российского сегмента (РС) Международной космической станции (МКС). ИУС служит для обеспечения проведения космических экспериментов в автоматическом или ручном режиме управления от экипажа. В целях создания высокотехнологичных условий проведения научных исследований на РС МКС в РКК «Энергия» ведутся работы по модернизации ИУС на служебном модуле (СМ), созданию ИУС на планируемом многоцелевом лабораторном модуле «Наука» (МЛМ) и научно-энергетическом модуле (НЭМ). Задача модернизации ИУС возникла в 2012 году. На тот момент в состав ИУС СМ входили Laptop экипажа, сетевые средства Ethernet и 4 бортовых компьютера. Процесс создания информационно-управляющих систем и их программного обеспечения для проведения научных экспериментов на долговременных орбитальных станциях не регламентировался формализованными технологиями. Основная задача при разработке новых средств заключалась в устранении разнородности используемых аппаратно-программных решений и проектировании архитектуры системы для её последующего расширения на новых модулях с учётом опыта разработки и отработки интегрированных систем управления на российском сегменте МКС. На первом этапе была запланирована замена одного компьютера, входящего в состав ИУС СМ. Целью первого этапа модернизации являлось тестирование новых аппаратно-программных средств на борту для подтверждения правильности выбранных проектных подходов. Вторым этапом в построении ИУС СМ планируется замена оставшихся компьютеров. Основная цель этапа связана с увеличением количества одновременно проводимых экспериментов на СМ РС, сокращением срока их разработки и повышением эффективности и качества ИУС. Практическим результатом модернизации ИУС СМ стало проведение ряда высокотехнологичных научных экспериментов. В 2014 году совместно с компанией UtrheCast (Канада) на МКС были установлены две съёмочные камеры. В настоящее время идёт наземная подготовка эксперимента с научной аппаратурой «Икарус», проводимого совместно с Германским центром авиации и космонавтики, компанией SpaceTech GmbH (Германия). Опыт, полученный в ходе первого этапа модернизации, позволяет утверждать, что ИУС РС МКС станет современной системой, позволяющей в автоматическом режиме реализовывать самые амбициозные космические эксперименты на базе МКС.

*Информационно-управляющая система; МКС; космические эксперименты; научная аппаратура.*

---

**Цитирование:** Воронин Ф.А., Дунаева И.В. Информационно-управляющая система для проведения научных экспериментов на международной космической станции // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2017. Т. 16, № 1. С. 20-30. DOI: 10.18287/2541-7533-2017-16-1-20-30

### Введение

Со времени запуска первых орбитальных станций (ОС) и до сегодняшнего дня одним из перспективнейших направлений использования ракетно-космической техники является проведение научных космических экспериментов (КЭ). Схема проведения экспериментов менялась с течением времени. Проведение первых экспериментов, проводимых на ОС «Салют», представляло собой выполнение измерений, передачу данных

на Землю и их запись на магнитные носители для дальнейшей передачи постановщику КЭ. С запуском ОС «Салют-4» и особенно станций «Салют-6,7» данный подход изменился, появились первые средства для управления, контроля, экспресс-обработки научной информации в центре управления полётом (ЦУП), что привело к появлению термина «управляемый эксперимент» [1]. Данный подход позволил повысить качество получаемых научных данных. При выполнении экспериментов на орбитальном комплексе (ОК) «Мир» появилась возможность передавать научную информацию некоторым постановщикам и участникам исследований благодаря наличию специальных каналов связи между ЦУП и, например, Институтом космических исследований РАН, европейскими центрами управления и др.

В настоящее время главной площадкой для реализации управляемых экспериментов является Международная космическая станция. По сравнению со своими предшественниками (станции «Салют», «Мир») созданию МКС сопутствовало существенное развитие вычислительной техники, что значительно расширило возможности по реализации управляемых экспериментов [2].

Ранее процесс создания информационно-управляющих систем их программного обеспечения для проведения научных экспериментов на долговременных орбитальных станциях не регламентировался формализованными технологиями. В связи с увеличением количества проводимых на борту МКС экспериментов необходимо было уйти от частного подхода при их реализации и разработать открытую автоматическую систему, позволяющую легко интегрировать новые эксперименты в её состав, унифицировав вопросы управления и контроля работоспособности аппаратуры из состава экспериментов.

Ключевыми модулями российского сегмента МКС для проведения КЭ являются служебный модуль и планируемые многоцелевой лабораторный модуль «Наука», научно-энергетический модуль. В целях создания высокотехнологичных условий проведения научных исследований на РС МКС в РКК «Энергия» ведутся работы по созданию информационно-управляющей системы на новых модулях, модернизации на уже существующих и объединению их вместе с бортовым комплексом управления (БКУ) в единую информационную среду [3; 4].

Основными задачами информационно-управляющей системы являются:

- управление и информационная поддержка научных экспериментов в автоматическом и ручном режимах;
- организация бортовой локальной вычислительной сети Ethernet;
- медицинское обеспечение экипажа;
- информационная и психологическая поддержка экипажа.

Задача модернизации ИУС возникла в 2012 году в связи с окончанием гарантийного срока службы и периодических отказов компьютеров существующих аппаратно-программных средств информационно-управляющей системы МКС на СМ.

На тот момент в состав информационно-управляющей системы СМ входили Laptop экипажа, сетевые средства Ethernet и четыре бортовых компьютера.

Компьютер БСВ-М является одним дублированным прибором, работающим в «холодном» резерве. Прибор является «мостом» для передачи информационных и командных потоков данных между БКУ СМ и абонентами на шине CAN1/2.

Компьютеры БСММ и БСПН обеспечивают управление полезными нагрузками с помощью цифровых интерфейсов и дискретных команд.

Особо следует отметить, что в силу различных причин все перечисленные компьютеры имели различную аппаратную архитектуру и разнородное программное обеспечение, что привело к трудностям замены по мере их выхода из строя.

Основная задача при разработке новых средств заключалась в проектировании архитектуры ИУС на основе унифицированных аппаратно-программных средств с возможностью её последующего расширения на новых модулях РС МКС.

К разрабатываемой системе предъявляются следующие ключевые требования:

- унификация аппаратных средств с учётом последующей модернизации ИУС;
- унификация программного обеспечения ИУС;
- возможность интеграции вычислительных средств БКУ и ИУС в единую вычислительную систему;
- унификация средств управления и контроля за системой;
- разработка, отработка и сопровождение ИУС и его программного обеспечения (ПО) на основе единой технологии с использованием стендов имитационного моделирования.

На рис. 1 представлена схема ИУС до модернизации. На рисунке применены следующие обозначения: МКО – мультиплексный канал обмена; CAN1/2 CM, CAN3/4 CM – шины CAN CM РС МКС; Регул, БИТС2-12, РСПИ – радиосистема связи с Землёй; БСММ, БСПН, БСВ-М1, БСВ-М2 – компьютеры ИУС CM; ТВМ CM, ЦВМ CM – компьютеры бортового комплекса управления, осуществляющие управление движением и навигацией МКС и управление различными системами и приборами МКС.

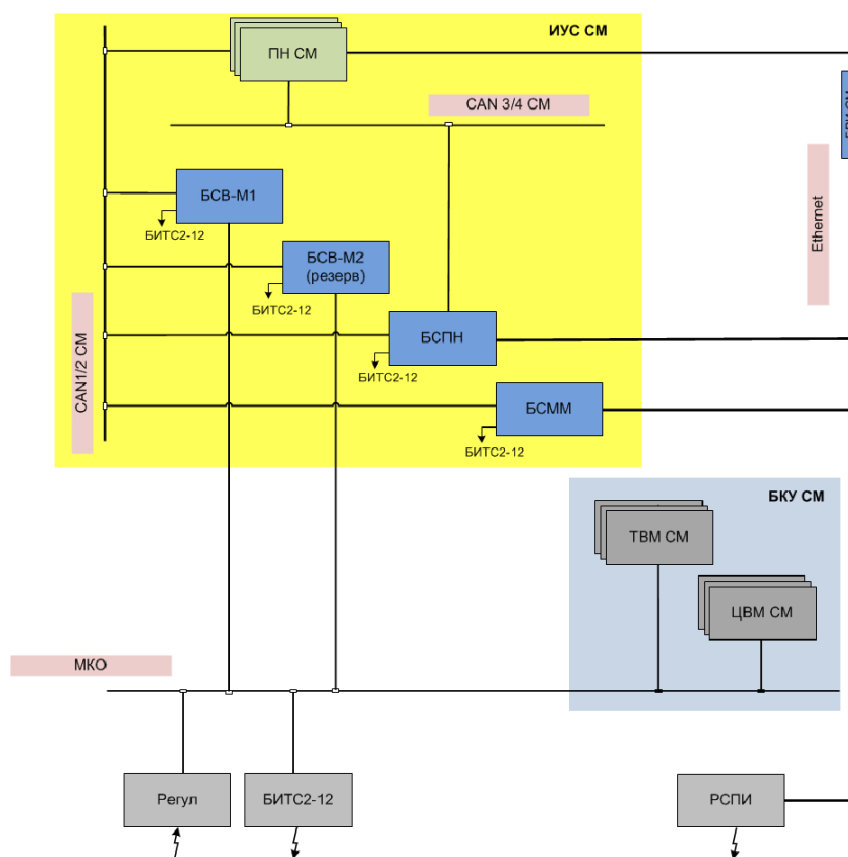


Рис. 1. Структура ИУС до модернизации

### Первый этап модернизации

На первом этапе была запланирована замена одного компьютера, входящего в состав ИУС. Целью первого этапа модернизации являлось тестирование новых аппаратно-программных средств на борту для подтверждения правильности выбранных проек-

ных подходов. Была произведена замена прибора БСММ прибором на новой аппаратной платформе ТВМ1-Н СМ (рис. 2).

В качестве аппаратной платформы был спроектирован в РКК «Энергия» и изготовлен в компании «Элкус» (г. Санкт-Петербург) компьютер БКИПН (рис. 3). Компьютер построен на архитектуре Intel с процессором Celeron частотой 400 МГц, двумя твердотельными накопителями 8 и 32 Гб и имеет широкий набор интерфейсных плат для сопряжения с полезными нагрузками: CAN, МКО (MIL 1553), Ethernet, RS422.

Данные компьютеры в количестве семи штук планируется использовать в качестве вычислительных средств в ИУС СМ и МЛМ РС МКС. Следует отметить, что использование вычислительных средств одной модели позволит повысить аппаратную надёжность системы и обеспечит её унификацию.

Программное обеспечение для компьютеров ИУС на новой аппаратной платформе было разработано в РКК «Энергия». Одним из основных принципов разработки ПО являлась его модульность и возможность унификации для различных компьютеров ИУС.

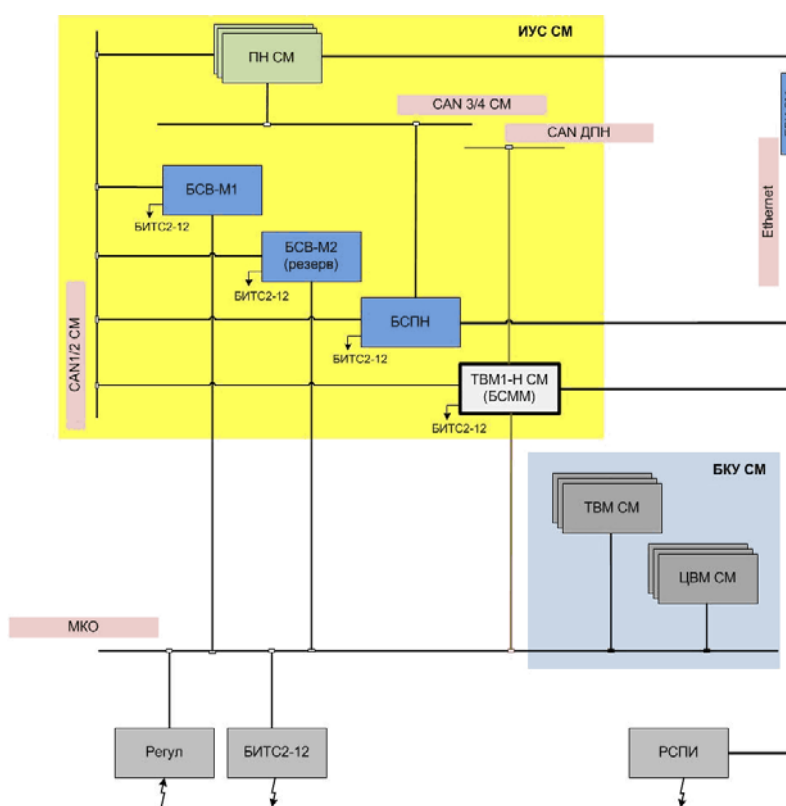


Рис. 2. Структура ИУС РС МКС на первом этапе модернизации



Рис. 3. Внешний вид компьютера БКИПН

При создании программных средств компьютера были выделены основные архитектурные принципы его проектирования:

- возможность его унификации для всех компьютеров ИУС;
- унификация средств управления и контроля за работой ПО из центра управления полётом МКС;
- унификация протоколов обмена с научной аппаратурой.

В связи с этим программное обеспечение было разделено на базовое (далее по тексту «ядро»), единое для всех приборов, и на уникальное функциональное – для обеспечения работы ПН (зависящее от назначения компьютера).

На рис. 4 представлена структурная схема унифицированного программного обеспечения компьютеров ИУС. Базовое ПО (ядро) состоит из системного и сервисного ПО. Системное ПО предоставляет стандартные механизмы для организации вычислительного процесса; компоненты обмена, обеспечивающие обмен по различным стандартным интерфейсам ИУС– CAN; Ethernet, RS-422, МКО.

Сервисное ПО ИУС реализует стандартные механизмы управления ПО ИУС – выполнение команд, сбор цифровой телеметрии, маршрутизацию данных, формирование баллистико-навигационных данных и др. На рис. 4 представлены его следующие составляющие: МПВУ – модуль программно-временного управления; ТМ – компонент формирования телеметрической информации; БНО – компонент баллистико-навигационного обеспечения.

Программные компоненты управления полезными нагрузками (ПК ПН) разрабатываются индивидуально для каждого из компьютеров ИУС по отдельному техническому заданию.

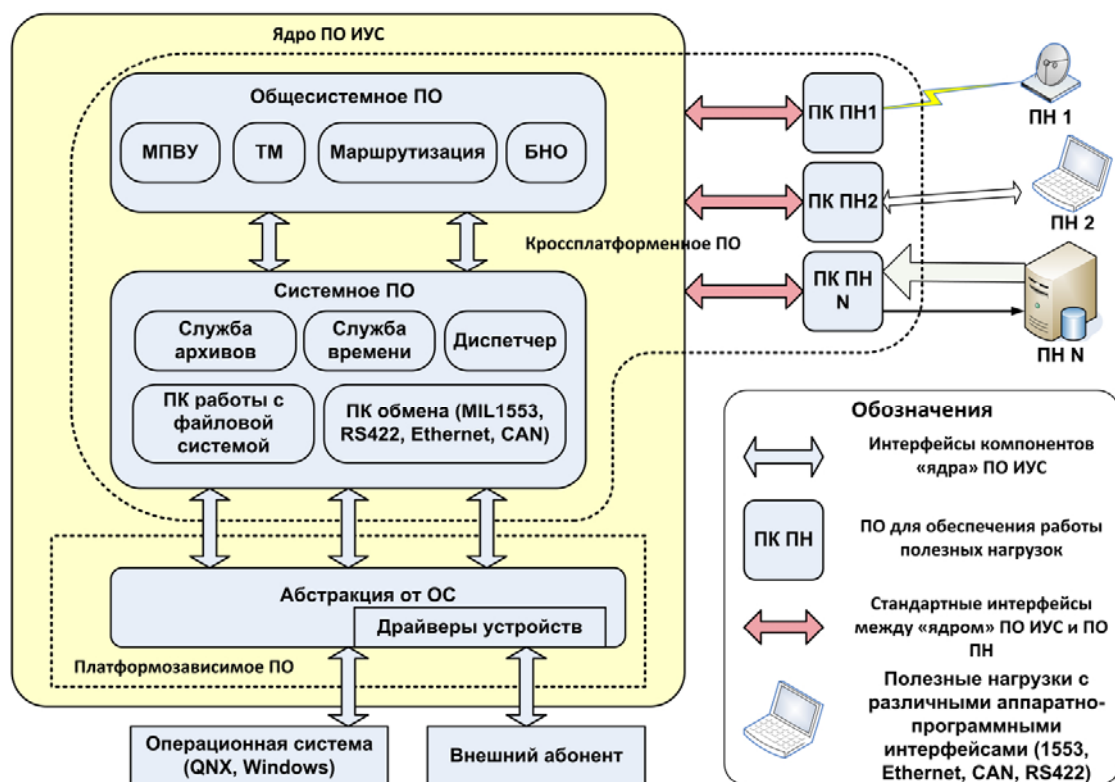


Рис. 4. Структурная схема программного обеспечения компьютера ИУС

Опираясь на вышеуказанные принципы, в рамках целевого использования ИУС СМ было разработано ПО ТВМ1-Н СМ [3 – 5]. Ввиду всё нарастающей сложности экспериментов, проводимых на МКС, программные средства ИУС становятся основными при решении задач координированного управления и реализации алгоритмов управления и контроля научной аппаратурой и целевым оборудованием. Дополнительно ПО ИУС отвечает за обеспечение научных экспериментов данными точного времени и баллистико-навигационного обеспечения (БНО).

Ключевой особенностью первого этапа модернизации является то, что в новом компьютере ТВМ1-Н СМ в результате объединения вычислительных систем БКУ и ИУС стала доступна информация о текущем угловом и пространственном положении МКС, которая поступает непосредственно из системы управления движением и навигации СМ по МКО с минимальными задержками. При этом компьютер ТВМ1-Н СМ использует данную информацию не только в алгоритмах управления полезными нагрузками, но и передаёт её по каналу Ethernet всем заинтересованным потребителям, имеющим соответствующий интерфейс приёма и передачи данных. Практика проведения научных экспериментов на борту МКС показала, что указанный набор данных достаточен практически для любого проводимого эксперимента. Передаваемые параметры движения МКС позволяют определять текущее положение и ориентацию МКС, а также экстраполировать данные параметры на заданное время.

### **Второй и последующие этапы модернизации**

Вторым этапом в построении ИУС СМ планируется замена оставшихся компьютеров и их ПО. Основной целью этапа является увеличение количества проводимых экспериментов на СМ РС. Замена приборов и новое ПО повысит надёжность аппаратно-программных средств, увеличит количество интерфейсов для подключения ПН и суммарную вычислительную мощность всей системы. Сократятся сроки разработки научной аппаратуры, повысится эффективность и качество ИУС.

На третьем этапе модернизации должны быть решены задачи разработки ИУС МЛМ. В состав ИУС МЛМ входят три компьютера ТВМ1-Н, ТВМ2-Н, ЦВМ-Н. Все приборы объединены в сеть Ethernet, обеспечивают обмен с научной аппаратурой по шине CAN1/2 (внутри гермоотсека) и CAN3/4 (снаружи гермоотсека). В отличие от СМ, где вопрос места установки научной аппаратуры прорабатывается индивидуально, в ИУС МЛМ предусмотрены универсальные места, предоставляющие механические, электрические и информационные интерфейсы специально для подключения научной аппаратуры.

Четвёртый этап модернизации ИУС будет выполнен после введения в состав РС МКС научно-энергетического модуля. Таким образом, после запуска модулей МЛМ и НЭМ на РС МКС будет организована единая локальная вычислительная сеть управления научной аппаратурой и проведения экспериментов, которая обеспечит возможность использования аппаратных и информационных ресурсов одного модуля для проведения экспериментов на других. На рис. 5 изображена полная схема ИУС РС МКС после модернизации и прибытия новых модулей.

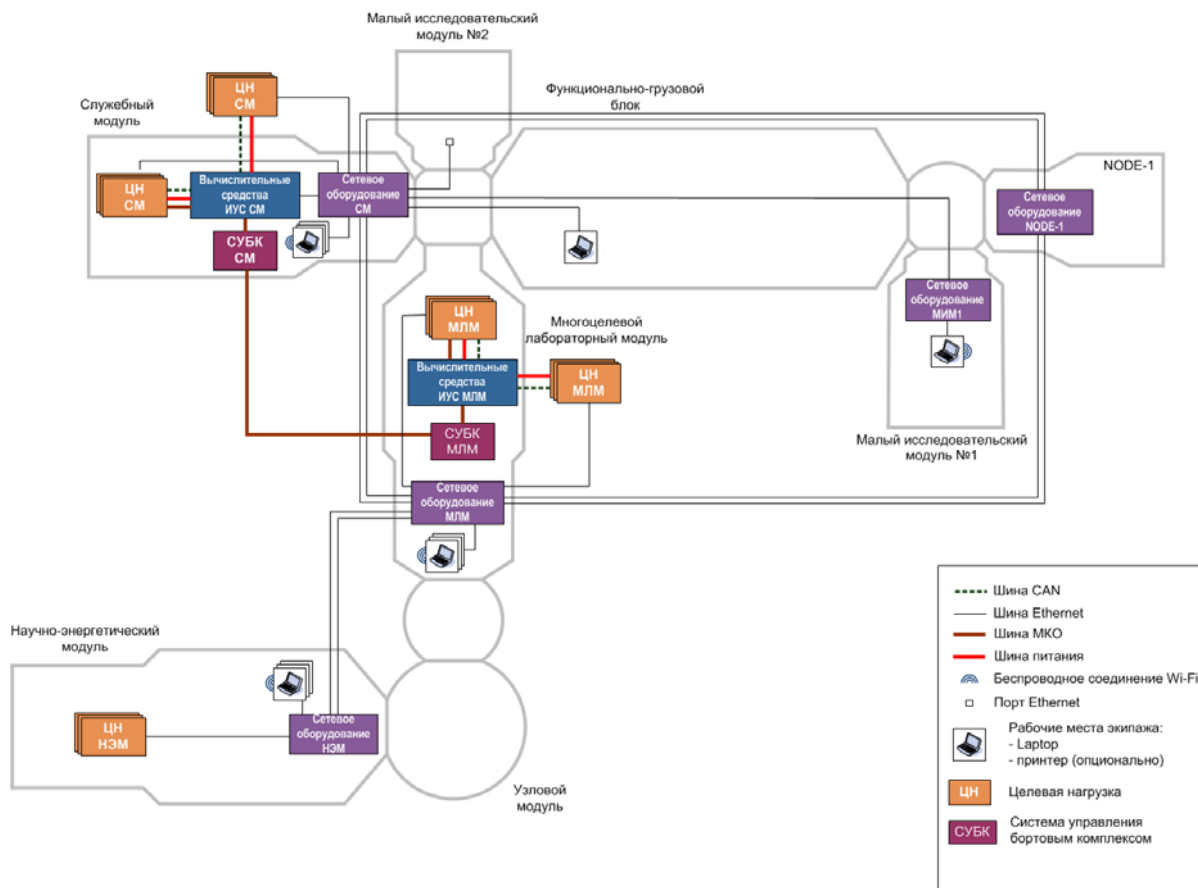


Рис. 5. Структура ИУС РС МКС после модернизации и прибытия новых модулей

### Испытания и отработка разработанной системы

Создаваемая в РКК «Энергия» в рамках первого и второго этапов модернизации ИУС концепция комплексной организации разработки и испытаний ИУС РС МКС и его ПО предусматривает раннюю функциональную интеграцию аппаратно-программных средств ИУС, ПН и БКУ с последующей отработкой на стендах имитационного моделирования [4]. Для этого в процессе модернизации ИУС спроектированы и разработаны средства наземного комплекса отработки компьютеров ИУС и их ПО [6]. Для отработки взаимодействия компьютеров ИУС и научной аппаратуры используются специально разработанные математические модели научной аппаратуры [7; 8].

### Результат первого этапа модернизации

Практическим результатом использования нового компьютера и разработанного ПО после доставки и монтажа на МКС в результате первого этапа модернизации ИУС стала возможность проведения ряда высокотехнологичных научных экспериментов.

В 2013 году был проведён эксперимент «Дальность», целями которого являлось исследование и использование сигналов системы глобального времени с борта МКС для уточнения параметров орбитального движения. Результаты эксперимента применяются при создании наземных систем определения параметров орбитального движения космических аппаратов (КА), использующих беззапросные измерения наклонной дальности и радиальной скорости. Управление и контроль аппаратуры эксперимента «Даль-



ность» осуществлялись с компьютера ТВМ1-Н СМ. Дополнительно компьютер ТВМ1-Н СМ осуществлял обработку баллистико-навигационной информации в необходимом для аппаратуры эксперимента «Дальность» формат.

В 2014 году совместно с канадской компанией UrtheCast начался эксперимент по дистанционному зондированию Земли с помощью системы оптических телескопов «Напор-МиниРСА» [9; 10]. Система оптических телескопов представляет собой две камеры, установленные на борту российского сегмента МКС. Первая камера среднего разрешения устанавливается неподвижно на внешней поверхности СМ по направлению в нади́р. Камера предназначена для съёмки поверхности в режиме «подметания» и получения изображений в виде полос шириной 37,7 и 47,4 км с проекцией пикселя на поверхность Земли 5,4 м (для высоты орбиты 350 км). Вторая камера высокого разрешения устанавливается на двухосную платформу наведения (ДПН). Данная камера предназначена для видеосъёмки участка подстилающей поверхности размером 5,36x3,56 км с проекцией пикселя на поверхность Земли 1,15 м (для высоты орбиты 350 км) со скоростью три кадра в секунду (время экспозиции одного кадра 0,3с). Установка на поворотной платформе позволяет осуществлять слежение за точкой на земной поверхности, небесным телом и снимать видеоизображения выбранного объекта. При реализации данного эксперимента ТВМ1-Н СМ осуществляет наведение ДПН на цели съёмки, обеспечивает управление и контроль аппаратуры системы оптических телескопов.

В настоящее время совместно с Германским центром авиации и космонавтики (DLR), институтом орнитологии Макса Планка, немецкой компанией SpaceTech GmbH проводится наземная подготовка космического эксперимента с научной аппаратурой «Икарус» [11]. Главной задачей эксперимента является слежение за перемещением животных, на которых будут закреплены датчики. На внешней поверхности МКС будет установлена антенна, предназначенная для приёма информации от датчиков с их местоположением. Компьютер ТВМ1-Н СМ отвечает за управление приборами, принимающими данные от датчиков.

В процессе проведения экспериментов компьютер ТВМ1-Н СМ зарекомендовал себя как надёжное вычислительное средство, предоставляющее широкий набор интерфейсов для подключения научной аппаратуры, а выбранный подход к проектированию ПО позволит интегрировать в него алгоритмы по управлению будущей научной аппаратурой и обеспечит проведение модернизации ИУС.

### **Заключение**

Рассмотрена модернизация информационно-управляющей системы российского сегмента МКС, проводимая в рамках создаваемой в РКК «Энергия» концепции комплексной организации разработки, испытаний и сопровождения ИУС РС МКС и его ПО. На примере реализации космических экспериментов показана эффективность нового оборудования и проведён анализ его работы в течение нескольких лет. Опыт, полученный в ходе первого этапа модернизации, позволяет утверждать, что созданная на новых принципах и оборудовании ИУС Российского сегмента МКС станет современной системой, позволяющей в автоматическом режиме реализовывать самые амбициозные космические эксперименты на МКС, которая является уникальной космической лабораторией. Эффективность проведённой модернизации подтверждается результатами, полученными в ходе сопровождения космических экспериментов с использованием ИУС.

### **Библиографический список**

1. Беляев М.Ю. Научные эксперименты на космических кораблях и орбитальных станциях. М.: Машиностроение, 1984. 264 с.
2. Беляев М.Ю. Пути и методы повышения эффективности целевого использования орбитальных станций // Сборник научных трудов «Проблемы и задачи повышения эффективности программ исследований на космических кораблях и орбитальных станциях». Серия XII, вып. 1-2. Королёв: РКК «Энергия» им. С.П. Королёва, 2011. С. 16-27.
3. Микрин Е.А., Марков А.В., Сорокин И.В., Гусев С.И., Путан Д.Б., Дунаева И.В. Применение новых информационных технологий для повышения эффективности целевого использования Российского сегмента МКС // Материалы XXXVI Академических чтений по космонавтике. М.: Московский государственный технический университет, 2012. С. 449-450.
4. Дунаева И.В., Воронин Ф.А., Карташев С.В., Харчиков М.А. Создание информационно-управляющей системы РС МКС: разработка и модернизация // Материалы XXXIX Академических чтений по космонавтике. М.: Московский государственный технический университет, 2015. С. 396.
5. Воронин Ф.А., Назаров Д.С. Разработка программного обеспечения информационно-управляющей системы Международной космической станции (на примере научных экспериментов «ТЕРМИНАТОР», «МВН», «БТН-М2», «ИПИ-500») // Материалы XL Академических чтений по космонавтике. М.: Московский государственный технический университет, 2015. С. 366-367.
6. Воронин Ф.А., Карташев С.В., Харчиков М.А. Создание стенда сопровождения ИУС СМ РС МКС // Тезисы докладов XX научно-технической конференции молодых учёных и специалистов. Королёв: Ракетно-космическая корпорация «Энергия» имени С.П. Королёва, 2014. С. 169.
7. Назаренко Е.А., Воронин Ф.А., Карташев С.В. Проведение испытаний информационно-управляющей системы служебного модуля РС МКС в части системы оптических телескопов на наземном комплексе обработки // Молодёжный научно-технический вестник. 2014. № 14. С. 26.
8. Харчиков М.А., Воронин Ф.А., Карташев С.В. Программно-математическая модель прибора GTS-2, установленного на РС МКС // Молодёжный научно-технический вестник. 2014. № 7. С. 27.
9. Микрин Е.А., Гусев С.И., Дунаева И.В., Воронин Ф.А., Пахмутов П.А., Карташев С.В. Реализация на РС МКС эксперимента по дистанционному зондированию Земли с помощью системы оптических телескопов // Материалы XXXIX Академических чтений по космонавтике. М.: Московский государственный технический университет, 2015. С. 402.
10. Воронин Ф.А., Харчиков М.А. Сопровождение проведения научных экспериментов на Международной космической станции (на примере эксперимента «Напор-Мини РСА») // Материалы XL Академических чтений по космонавтике. М.: Московский государственный технический университет, 2015. С. 363-364.
11. Беляев М.Ю., Викельски М., Лампен М., Легостаев В.П., Мюллер У., Науманн В., Тертицкий Г.М., Юрина О.А. Технология изучения перемещения животных и птиц на земле с помощью аппаратуры ICARUS на Российском сегменте МКС // Космическая техника и технологии. 2015. № 3(10). С. 38-51.

## INFORMATION CONTROL SYSTEM FOR SPACE EXPERIMENTS ONBOARD INTERNATIONAL SPACE STATION

© 2017

- F. A. Voronin** Applied mathematician, Research and Development Center;  
Rocket and Space Corporation “Energia”, Moscow Region, Korolev, Russian  
Federation;  
[fvrscce@yandex.ru](mailto:fvrscce@yandex.ru)
- I. V. Dunaeva** Head of Department, Research and Development Center;  
Rocket and Space Corporation “Energia”, Moscow Region, Korolev, Russian  
Federation;  
[Irina.Dunaeva@rsce.ru](mailto:Irina.Dunaeva@rsce.ru)

The paper considers development of the Information Control System (ICS) of the Russian Segment of the International Space Station (ISS). The main ICS modules for carrying out scientific experiments comprise the Service Module, the Multipurpose Laboratory Module and the Science Power Module. At present specialists of “Energia” RSC are working to create high-tech conditions for scientific experiments on the new ISS modules, modernize the existing ones and combine them into a single onboard ISS information control complex. The information control system (ICS) is intended for automatic and manual control of space experiments. The effectiveness of modernization was confirmed by the results obtained during space experiments on the basis of the Information Control System. The ICS modernization started in 2012. At that time the ICS consisted of 4 onboard computers. The main task of ICS modernization was to introduce new computers and software-hardware systems. The software was supposed to have a flexible architecture and provide resources for all future onboard payloads. At the first stage one onboard computer was replaced. The main purpose of that stage was to test the new ISS hardware and software. The rest of the ICS computers will be replaced at the second stage, the Multipurpose Laboratory Module and the Science Power Module will also be equipped. The reliability of the system hardware is improved using functional backup. In 2014 2 cameras were installed on the ISS together with UrtheCast company (Canada). One of the cameras is a middle resolution camera; the other one is a high resolution camera. Today ground preparation of an experiment with “Icarus” scientific equipment is being carried out, jointly with the German Center of Aviation, DLR, and the SpaceTech company (Germany). The experience of the first stage of modernization suggests that the modernized ISS RS ICS will become an up-to-date system allowing the realization of most ambitious space experiments in automatic mode.

*Information-control system; ISS; space experiments; payload.*

---

**Citation:** Voronin F.A., Dunaeva I.V. Information control system for space experiments onboard international space station. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2017. V. 16, no. 1. P. 20-30.  
DOI: 10.18287/2541-7533-2017-16-1-20-30

### References

1. Belyaev M.Yu. *Nauchnye eksperimenty na kosmicheskikh korablyakh i orbital'nykh stantsiyakh* [Scientific experiments on spacecraft and space stations]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1984. 264 p.
2. Belyaev M.Yu. Puti i metody povysheniya effektivnosti tselevogo ispol'zovaniya orbital'nykh stantsiy. *Sbornik nauchnykh trudov «Problemy i zadachi povysheniya effektivnosti programm issledovaniy na kosmicheskikh korablyakh i orbital'nykh stantsiyakh»*. Seriya XII, vyp. 1-2. Korolev: Raketno-kosmicheskaya Korporatsiya “Energia” Publ., 2011. P. 16-27. (In Russ.)
3. Mikrin E.A., Markov A.V., Sorokin I.V., Gusev S.I., Putan D.B., Dunaeva I.V. Primenenie novykh informatsionnykh tekhnologiy dlya povysheniya effektivnosti tselevogo ispol'zovaniya Rossiyskogo segmenta MKS. *Materialy XXXVI Akademicheskikh chteniy po kosmonavtike*. Moscow: Bauman Moscow State Technical University Publ., 2012. P. 449-450. (In Russ.)

4. Dunaeva I.V., Voronin F.A., Kartashev S.V., Kharchikov M.A. Sozdanie informatsionno-upravlyayushchey sistemy RS MKS: razrabotka i modernizatsiya. *Materialy XXXIX Akademicheskikh chteniy po kosmonavtike*. Moscow: Bauman Moscow State Technical University Publ., 2015. P. 396. (In Russ.)

5. Voronin F.A., Nazarov D.S. Razrabotka programnogo obespecheniya informatsionno-upravlyayushchey sistemy Mezhdunarodnoy kosmicheskoy stantsii (na primere nauchnykh eksperimentov «TERMINATOR», «MVN», «BTN-M2», «IPI-500»). *Materialy XL Akademicheskikh chteniy po kosmonavtike*. Moscow: Bauman Moscow State Technical University Publ., 2016. P. 366-367. (In Russ.)

6. Voronin F.A., Kartashev S.V., Kharchikov M.A. Sozdanie stenda soprovozhdeniya IUS SM RS MKS. *Tezisy dokladov XX nauchno-tekhnicheskoy konferentsii molodykh uchenykh i spetsialistov*. Korolev: Raketno-kosmicheskaya korporatsiya «Energiya» Publ., 2014. P. 169. (In Russ.)

7. Nazarenko E.A., Voronin F.A., Kartashev S.V. Tests of the Information Control System of the ISS Russian Segment Service Module with regard to the optical telescope system at the ground development complex. *Molodezhnyy nauchno-tekhnicheskyy vestnik*. 2014. No. 7. P. 26. (In Russ.)

8. Kharchikov M.A., Voronin F.A., Kartashev S.V. Software-mathematical model of GTS-2 devices installed on the ISS. *Molodezhnyy nauchno-tekhnicheskyy vestnik*. 2014. No. 7. P. 27. (In Russ.)

9. Mikrin E.A., Gusev S.I., Dunaeva I.V., Voronin F.A., Pakhmutov P.A., Kartashev S.V. Realizatsiya na RS MKS eksperimenta po distantsionnomu zondirovaniyu Zemli s pomoshch'yu sistemy opticheskikh teleskopov. *Materialy XXXIX Akademicheskikh chteniy po kosmonavtike*. Moscow: Bauman Moscow State Technical University Publ., 2015. P. 402. (In Russ.)

10. Voronin F.A., Kharchikov M.A. Soprovodhenie provedeniya nauchnykh eksperimentov na Mezhdunarodnoy kosmicheskoy stantsii (na primere eksperimenta «Napor-Mini RSA»). *Materialy XL Akademicheskikh chteniy po kosmonavtike*. Moscow: Bauman Moscow State Technical University Publ., 2015. P. 363-364. (In Russ.)

11. Belyaev M.Yu., Wikelski M., Lampen M., Legostaev V.P., Muller U., Naumann W., Tertitsky G.M., Yurina O.A. Technology for studying movements of animals and birds on Earth using ICARUS equipment on the Russian segment of the ISS. *Space Engineering and Technology*. 2015. No. 3(10). P. 38-51. (In Russ.)

## АНАЛИЗ ТОЧНОСТИ АВТОНОМНОЙ НАВИГАЦИИ КОСМИЧЕСКОГО РОБОТА ПРИ ДИАГНОСТИКЕ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ОРБИТАЛЬНОГО ОБЪЕКТА

© 2017

- А. Д. Голяков** доктор технических наук, профессор, профессор кафедры автономных систем управления;  
Военно-космическая академия имени А.Ф. Можайского, г. Санкт-Петербург;  
[algol1949@mail.ru](mailto:algol1949@mail.ru)
- И. В. Фоминов** доктор технических наук, начальник кафедры автономных систем управления;  
Военно-космическая академия имени А.Ф. Можайского, г. Санкт-Петербург;  
[i.v.fominov@gmail.com](mailto:i.v.fominov@gmail.com)
- С. Ю. Королев** адъюнкт кафедры автономных систем управления;  
Военно-космическая академия имени А.Ф. Можайского, г. Санкт-Петербург;  
[st.korolev@list.ru](mailto:st.korolev@list.ru)

Представлены результаты анализа точности автономной навигации космического робота при решении задачи дистанционной диагностики технического состояния орбитального объекта, совершающего полёт по компланарной орбите. В качестве первичных навигационных параметров, измеряемых бортовыми средствами космического робота, рассмотрены угол между направлениями на звезду и орбитальный объект, дальность до орбитального объекта и скорость её изменения. Оценка точности навигации космического робота выполнена аналитическим методом. При этом введены допущения о нормальном законе распределения погрешностей измерений с известными характеристиками, движении космического робота и орбитального объекта в центральном гравитационном поле Земли и равенстве высот их опорных орбит. В результате проведённых исследований в аналитическом виде получены ковариационные матрицы погрешностей определения параметров движения центра масс космического робота. Проведённый анализ точности автономной навигации может быть использован на этапе обоснования облика системы управления и навигации космического робота, например, при решении задачи выбора состава бортовой аппаратуры, определения требований к погрешностям бортовых измерительных приборов и объёму измерений, выполняемых в течение навигационного режима.

*Автономная навигация; космический робот; орбитальный объект; диагностика технического состояния орбитального объекта; аналитические оценки точности навигации; бортовые измерения.*

---

**Цитирование:** Голяков А.Д., Фоминов И.В., Королев С.Ю. Анализ точности автономной навигации космического робота при диагностике технического состояния орбитального объекта // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2017. Т. 16, № 1. С. 31-41.  
DOI: 10.18287/2541-7533-2017-16-1-31-41

### Введение

Одним из перспективных направлений в области дальнейшего развития и совершенствования космической техники является разработка космических роботов (КР), предназначенных для проведения технического обслуживания различного рода орбитальных объектов, в том числе диагностики их технических состояний. Задача дистанционного диагностирования орбитальных объектов (ОО) решается бортовыми средствами КР путём проведения и последующей обработки изображений ОО в видимом и инфракрасном диапазонах спектра. Для выполнения операции получения изображений требуемого качества необходимо, постоянно решая навигационную задачу, осуществлять при необходимости сближение КР с ОО, в течение заданного промежутка времени удерживать КР в диапазоне расстояний, на которых его бортовая диагностирующая ап-

паратура способна выполнять свои функции, и по результатам диагностики выполнять соответствующие манёвры (облёт ОО, стыковка с ОО и т.п.). При этом к системе навигации КР предъявляются повышенные требования не только к её быстродействию, но и к точности решения навигационной задачи.

Исследованиям точности определения параметров орбит космических аппаратов (КА) по измерениям угловых и линейных навигационных параметров посвящён ряд работ [1 – 5], в которых рассмотрены методы, основанные на бортовых измерениях высоты полёта КА и зенитных углов звёзд, измерениях наклонной дальности и углов азимута и места наземной станции и измерениях, проводимых с помощью спутниковых радионавигационных систем. В [6] исследованы вопросы наблюдаемости и приведены аналитические оценки точности навигации КА по орбитальному ориентиру, параметры движения центра масс которого известны. При этом показано, что по измерениям углов «звезда-ориентир» существует возможность определения шести параметров движения центра масс КА (например, трёх координат и трёх составляющих вектора скорости в выбранной системе отсчёта и в заданный момент времени), а по измерениям дальности до орбитального ориентира такая возможность отсутствует, поскольку параметры, характеризующие движение КР относительно плоскости его орбиты, по измерениям дальности не наблюдаются.

Поскольку параметры движения центра масс ОО могут быть априорно известны, то для оперативного и автономного решения навигационной задачи на борту КР целесообразно использовать систему навигации, основанную на измерениях параметров движения орбитального ориентира, в качестве которого выступает ОО. Однако при малых расстояниях между КР и ОО (при геоцентрическом угле между радиусами-векторами КР и ОО менее  $1^\circ$ ) в связи с плохой наблюдаемостью трансверсальной координаты (т.е. координаты, характеризующей положение КР вдоль орбиты) погрешность её определения по измерениям углов «звезда-ОО» резко увеличивается.

Целью работы являются аналитические исследования точности навигации КР по измерениям параметров относительного движения ОО, совершающего полёт на малом расстоянии относительно КР в плоскости, которая компланарна плоскости опорной орбиты КР. В качестве первичных навигационных параметров, измеряемых в течение навигационного режима, рассмотрены углы «звезда-ОО», дальность до ОО и скорость её изменения. Продолжительность навигационного режима принята равной одному витку КР вокруг Земли.

### **Аналитические исследования точности навигации КР по измерениям углов «звезда-ОО»**

Аналитические исследования точности навигации КР выполним по методике, предложенной в [1]. Движение КР и ОО рассмотрим в подвижной орбитальной системе координат  $xyz$ , начало которой совпадает с центром масс КР, ось  $x$  (радиальная ось) совмещена с продолжением радиуса-вектора КР, ось  $y$  (трансверсальная ось) лежит в плоскости опорной орбиты КР, ось  $z$  (нормальная ось) совпадает с нормалью к плоскости опорной орбиты КР. Для определения параметров движения центра масс КР используем метод навигации, основанный на сравнении истинных измерений первичных навигационных параметров, содержащих случайные погрешности, с измерениями, которые выполняются «идеальными» (не содержащими погрешностей) бортовыми средствами при движении КР по опорной (расчётной) орбите. При этом будем полагать, что движение КР и ОО происходит в центральном гравитационном поле Земли, высоты их опорных орбит совпадают, погрешности истинных измерений угловых и линейных параметров подчиняются нормальному закону распределения с известными характеристиками.

Поскольку в выбранном для исследования орбитальном построении КР и ОО один из компонентов вектора параметров движения центра масс КР

$$\bar{Q}(t_0) = [X(t_0) \ Y(t_0) \ \dot{X}(t_0) \ \dot{Y}(t_0) \ Z(t_0) \ \dot{Z}(t_0)]^T, \quad (1)$$

которым является трансверсальная координата  $Y(t_0)$ , не наблюдается по измерениям углов «звезда-ОО», оценим точность пятимерного вектора

$$\bar{Q}_1(t_0) = [X(t_0) \ \dot{X}(t_0) \ \dot{Y}(t_0) \ Z(t_0) \ \dot{Z}(t_0)]^T, \quad (2)$$

где  $t_0$  – момент времени, который соответствует началу навигационного режима.

Предположим, что бортовыми средствами КР визируются две звезды, одна из которых находится в плоскости орбиты КР, а вторая совпадает с нормалью к плоскости орбиты КР. Тогда, как показано в [1] и [5], если продолжительность навигационного режима соответствует одному витку КР вокруг Земли, то между случайным вектором

$$\bar{Q}_{1П}(t_0) = [X(t_0) \ \dot{X}(t_0) \ \dot{Y}(t_0)]^T, \quad (3)$$

компонентами которого являются оценка радиальной координаты и оценки радиальной и трансверсальной составляющих скорости, и случайным вектором

$$\bar{Q}_N(t_0) = [Z(t_0) \ \dot{Z}(t_0)]^T, \quad (4)$$

компонентами которого являются оценка нормальной координаты и оценка нормальной составляющей скорости, отсутствуют корреляционные связи. В связи с этим ковариационная матрица погрешностей навигации вектора (2) по измерениям углов «звезда-ОО» принимает диагональный вид

$$K_{\Theta}(\bar{Q}_1(t_0), \varphi_{\tau}) = \begin{bmatrix} K_{\Theta}(\bar{Q}_{1П}(t_0), \varphi_{\tau}) & 0 \\ 0 & K_{\Theta}(\bar{Q}_N(t_0), \varphi_{\tau}) \end{bmatrix}.$$

Здесь  $\varphi_{\tau}$  – продолжительность навигационного режима, равная углу поворота радиуса-вектора КР от момента  $t_0$  до момента окончания навигационных измерений  $t_k$ :  $\varphi_{\tau} = \lambda_o(t_k - t_0)$ ;  $\lambda_o$  – угловая скорость движения КР по опорной орбите;  $K_{\Theta}(\bar{Q}_{1П}(t_0), \varphi_{\tau})$  – ковариационная матрица погрешностей определения трёхмерного вектора (3), содержащего параметры движения центра масс КР в плоскости его орбиты  $xOy$  при условии, что продолжительность навигационного режима равна  $\varphi_{\tau}$ ;  $K_{\Theta}(\bar{Q}_N(t_0), \varphi_{\tau})$  – ковариационная матрица погрешностей определения двухмерного вектора (4), содержащего параметры движения центра масс КР относительно плоскости его орбиты (в направлении нормали к плоскости орбиты) при условии, что продолжительность навигационного режима равна  $\varphi_{\tau}$ .

Используя методику аналитического оценивания точности, приведённую в [1], получаем, что ковариационная матрица  $K_{\ominus}(\bar{Q}_N(t_0), \varphi_{\tau})$  как функция от угла  $\varphi_{\tau}$  имеет вид

$$K_{\ominus}(\bar{Q}_N(t_0), \varphi_{\tau}) = \frac{2\varphi_{\tau} D_o^2 \sigma_{\ominus}^2}{(\varphi_{\tau}^2 - \sin^2 \varphi_{\tau}) N_{\ominus}} \begin{bmatrix} \varphi_{\tau} - \frac{\sin 2\varphi_{\tau}}{2} & (\sin^2 \varphi_{\tau}) \lambda_o \\ (\sin^2 \varphi_{\tau}) \lambda_o & \left( \varphi_{\tau} + \frac{\sin 2\varphi_{\tau}}{2} \right) \lambda_o^2 \end{bmatrix}, \quad (5)$$

где  $D_o$  – опорное расстояние между КР и ОО;  $\sigma_{\ominus}$  – среднеквадратическое отклонение погрешности измерений углов «звезда-ориентир»;  $N_{\ominus}$  – количество измерений углов «звезда-ОО», выполняемых бортовыми средствами КР.

Из выражения (5) находим среднеквадратические отклонения погрешностей определения вектора (4):

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{\ominus}(Z(t_0), \varphi_{\tau}) &= \frac{D_o \sigma_{\ominus}}{\sqrt{N_{\ominus}}} \sigma'_{\ominus}(Z(t_0), \varphi_{\tau}) \\ \sigma_{\ominus}(\dot{Z}(t_0), \varphi_{\tau}) &= \frac{D_o \lambda_o \sigma_{\ominus}}{\sqrt{N_{\ominus}}} \sigma'_{\ominus}(\dot{Z}(t_0), \varphi_{\tau}) \end{aligned} \right\}, \quad (6)$$

где  $\sigma'_{\ominus}(Z(t_0), \varphi_{\tau})$  – коэффициент ошибки навигации нормальной (боковой) координаты  $Z(t_0)$  при условии, что продолжительность навигационного режима соответствует

углу  $\varphi_{\tau}$  поворота радиуса-вектора КР:  $\sigma'_{\ominus}(Z(t_0), \varphi_{\tau}) = \sqrt{\frac{\varphi_{\tau}(2\varphi_{\tau} - \sin 2\varphi_{\tau})}{\varphi_{\tau}^2 - \sin^2 2\varphi_{\tau}}}$  при  $\varphi_{\tau} \neq 0$ ;

$\sigma'_{\ominus}(\dot{Z}(t_0), \varphi_{\tau})$  – коэффициент ошибки навигации нормальной (боковой) составляющей  $\dot{Z}(t_0)$  вектора скорости движения КР при условии, что продолжительность навигационного режима соответствует углу  $\varphi_{\tau}$  поворота радиуса-вектора КР:

$\sigma'_{\ominus}(\dot{Z}(t_0), \varphi_{\tau}) = \sqrt{\frac{\varphi_{\tau}(2\varphi_{\tau} + \sin 2\varphi_{\tau})}{\varphi_{\tau}^2 - \sin^2 2\varphi_{\tau}}}$  при  $\varphi_{\tau} \neq 0$ .

Графики зависимостей коэффициентов ошибки навигации боковой координаты  $Z(t_0)$  и боковой составляющей скорости  $\dot{Z}(t_0)$  движения КР от продолжительности навигационного режима в диапазоне  $\varphi_{\tau}$  от 0 до  $16^\circ$  приведены на рис. 1. Проведённые исследования показали, что с ростом продолжительности навигационного режима (при  $\varphi_{\tau} > 16^\circ$ ) характер зависимостей, представленных на рис. 1, не изменяется.

Анализ выражения (6) показывает, что если продолжительность навигационного режима КР кратна половине одного витка вокруг Земли, т.е. выполняется условие

$$\varphi_{\tau} = k\pi, \text{ где } k = 1, 2, 3, \dots, \quad (7)$$

то среднеквадратические отклонения погрешностей определения вектора (4) определяются согласно следующим выражениям:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{\ominus}(Z(t_0), k\pi) &= \frac{\sqrt{2} D_o \sigma_{\ominus}}{\sqrt{N_{\ominus}}}, \\ \sigma_{\ominus}(\dot{Z}(t_0), k\pi) &= \frac{\sqrt{2} D_o \lambda_o \sigma_{\ominus}}{\sqrt{N_{\ominus}}}. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$



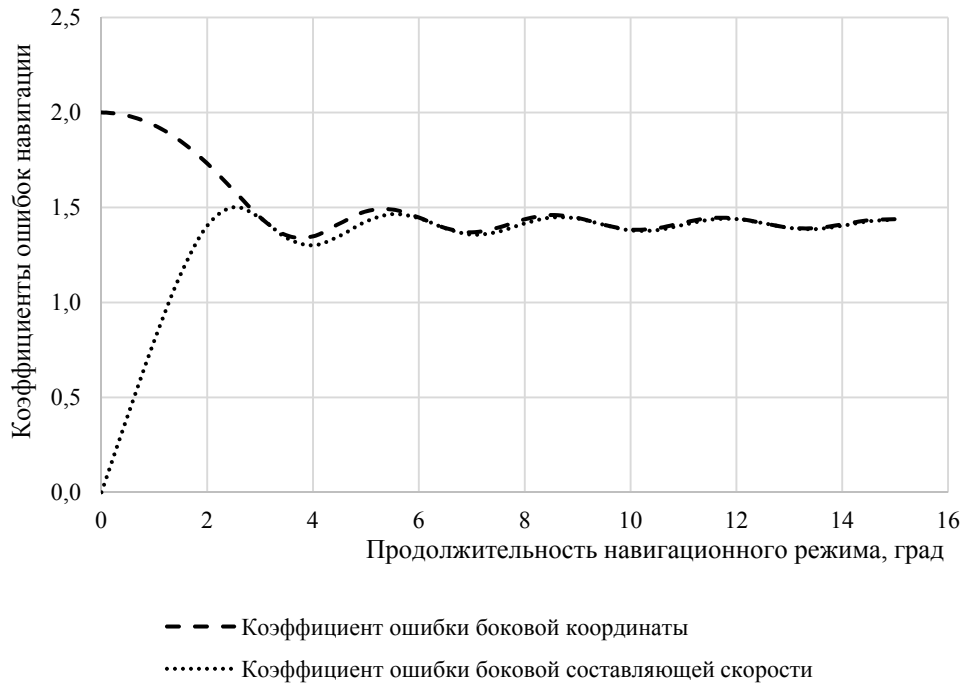


Рис. 1. Графики зависимостей коэффициентов ошибки навигации боковой координаты  $Z(t_0)$  и боковой составляющей скорости  $\dot{Z}(t_0)$  движения КР от продолжительности навигационного режима

Отсюда следует, что при выполнении условия (7) среднеквадратические отклонения погрешностей оценок вектора (4) не зависят от продолжительности навигационного режима.

Найдём матрицу  $K(\bar{Q}_{\text{II}}(t_0), \varphi_\tau)$  погрешностей определения трёхмерного вектора (3) по измерениям углов «звезда-ОО» при условиях, что звезда находится в плоскости опорной орбиты КР и продолжительность навигационного режима  $\varphi_\tau = 2\pi$ . Используя методику, приведённую в [1], получаем

$$K_{\ominus}(\bar{Q}_{\text{II}}(t_0), 2\pi) = \frac{D_{\ominus}^2 \sigma_{\ominus}^2}{4N_{\ominus}} \begin{bmatrix} 12 & 0 & -10\lambda_o \\ 0 & 8\lambda_o^2 & 0 \\ -10\lambda_o & 0 & 9\lambda_o^2 \end{bmatrix}. \quad (9)$$

Анализ ковариационной матрицы (9) показывает, что между погрешностями оценок радиальной координаты  $X(t_0)$  и радиальной составляющей  $\dot{X}(t_0)$  скорости, а также между погрешностями оценок радиальной составляющей  $\dot{X}(t_0)$  и трансверсальной составляющей  $\dot{Y}(t_0)$  скорости КР корреляционные связи отсутствуют, т.е. изменения одной погрешности, входящей в одну из этих пар, не приведут к изменению другой.

Корреляционная связь существует между погрешностями оценок радиальной координаты  $X(t_0)$  и трансверсальной составляющей  $\dot{Y}(t_0)$  скорости КР. Коэффициент корреляции между погрешностями этих параметров движения центра масс КР с учётом выражения (9) определяется из соотношения

$$\rho_{\Theta}(X(t_0), \dot{Y}(t_0), 2\pi) = \frac{\text{cov}_{\Theta}(X(t_0), \dot{Y}(t_0), 2\pi)}{\sqrt{\sigma_{\Theta}^2(X(t_0), 2\pi) \cdot \sigma_{\Theta}^2(\dot{Y}(t_0), 2\pi)}} = -\frac{10}{\sqrt{12 \cdot 9}} = -0,96. \quad (10)$$

Здесь  $\text{cov}_{\Theta}(X(t_0), \dot{Y}(t_0), 2\pi)$  – ковариация погрешностей оценок радиальной координаты  $X(t_0)$  и трансверсальной составляющей  $\dot{Y}(t_0)$  скорости КР, полученных по измерениям углов «звезда-ОО»;  $\sigma_{\Theta}^2(X(t_0), 2\pi)$  и  $\sigma_{\Theta}^2(\dot{Y}(t_0), 2\pi)$  – дисперсии оценок радиальной координаты  $X(t_0)$  и трансверсальной составляющей  $\dot{Y}(t_0)$  скорости КР соответственно, полученных по измерениям углов «звезда-ОО».

Из соотношения (10) следует, что корреляционная связь между погрешностями оценок радиальной координаты  $X(t_0)$  и трансверсальной составляющей  $\dot{Y}(t_0)$  скорости КР является, во-первых, достаточно сильной и, во-вторых, отрицательной, т.е., например, при росте погрешностей радиальной координаты  $X(t_0)$  погрешности трансверсальной составляющей  $\dot{Y}(t_0)$  скорости КР будут уменьшаться.

Среднеквадратические отклонения погрешностей определения составляющих вектора (3) рассчитываются согласно соотношениям

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{\Theta}(X(t_0), 2\pi) &= \frac{\sqrt{3}D_o\sigma_{\Theta}}{\sqrt{N_{\Theta}}}, \\ \sigma_{\Theta}(\dot{X}(t_0), 2\pi) &= \frac{\sqrt{2}D_o\lambda_o\sigma_{\Theta}}{\sqrt{N_{\Theta}}}, \\ \sigma_{\Theta}(\dot{Y}(t_0), 2\pi) &= \frac{3D_o\lambda_o\sigma_{\Theta}}{2\sqrt{N_{\Theta}}}. \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

Из выражений (8) и (11) следует, что среднеквадратические отклонения погрешностей оценок вектора (2) по результатам измерений углов «звезда-ОО» связаны с расстоянием между КР и ОО линейной зависимостью, т.е. с ростом расстояния между КР и ОО точность оценивания составляющих  $X(t_0)$  и  $Z(t_0)$  радиуса-вектора КР, а также его скорости по измерениям углов «звезда-ОО» уменьшается.

Сравнительный анализ этих выражений показывает, что при определении координат КР среднеквадратические отклонения погрешностей радиальной координаты  $X(t_0)$  на 18% больше среднеквадратических отклонений погрешностей нормальной (боковой) координаты  $Z(t_0)$ . Среднеквадратические отклонения погрешностей составляющих вектора скорости КР различаются незначительно.

### Аналитические исследования точности навигации КР по измерениям дальности до ОО

На основании результатов исследований, которые изложены в [5], можно утверждать, что параметры движения центра масс КР относительно плоскости его орбиты, т.е. компоненты вектора (4), по измерениям дальности до ОО не наблюдаемы. Поскольку по измерениям дальности до ОО отсутствует возможность определения векто-

ра (1), то найдём ковариационную матрицу погрешностей оценок вектора, который характеризует движение КР в плоскости его орбиты.

$$\bar{Q}_{\Pi}(t_0) = [X(t_0) \ Y(t_0) \ \dot{X}(t_0) \ \dot{Y}(t_0)]^T \quad (12)$$

при условии, что продолжительность навигационного режима  $\varphi_r = 2\pi$ .

Искомая ковариационная матрица имеет вид:

$$K_D(\bar{Q}_{\Pi}(t_0), 2\pi) = \frac{\sigma_D^2}{6(\pi^2 - 6)N_D} \begin{bmatrix} 3\pi^2 + 32 & 30\pi & 0 & -(3\pi^2 + 22)\lambda_o \\ 30\pi & 36(\pi^2 - 3) & \lambda_o & -24\pi\lambda_o \\ 0 & \lambda_o & 3(\pi^2 - 6)\lambda_o^2 & 0 \\ -(3\pi^2 + 22)\lambda_o & -24\pi\lambda_o & 0 & (3\pi^2 + 14)\lambda_o^2 \end{bmatrix}, \quad (13)$$

где  $\sigma_D$  – среднеквадратическое отклонение погрешности измерений дальности до ОО;  $N_D$  – количество измерений дальности до ОО, выполняемых бортовыми средствами КР.

Из выражения (13) следует, что между погрешностями оценок радиальной координаты  $X(t_0)$  и радиальной составляющей  $\dot{X}(t_0)$  скорости КР, а также между погрешностями оценок радиальной  $\dot{X}(t_0)$  и трансверсальной  $\dot{Y}(t_0)$  – составляющими его вектора скорости – отсутствуют корреляционные связи. Для расчёта среднеквадратических отклонений погрешностей оценок компонент вектора (12) используются соотношения:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_D(X(t_0), 2\pi) &= \frac{\sqrt{3\pi^2 + 32} \sigma_D}{\sqrt{6(\pi^2 - 6)N_D}}, \\ \sigma_D(Y(t_0), 2\pi) &= \frac{\sqrt{6(\pi^2 - 3)} \sigma_D}{\sqrt{(\pi^2 - 6)N_D}}, \\ \sigma_D(\dot{X}(t_0), 2\pi) &= \frac{\lambda_o \sigma_D}{\sqrt{2N_D}}, \\ \sigma_D(\dot{Y}(t_0), 2\pi) &= \frac{\sqrt{3\pi^2 + 14} \lambda_o \sigma_D}{\sqrt{6(\pi^2 - 6)N_D}}. \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

Анализ соотношений (14) показывает, что с ростом высоты полёта КР точность оценок вектора скорости  $V_{\Pi}(t_0) = [\dot{X}(t_0) \ \dot{Y}(t_0)]^T$  по измерениям дальности до ОО увеличивается, а точность оценок составляющих радиуса-вектора  $r_{\Pi}(t_0) = [X(t_0) \ Y(t_0)]^T$  не зависит от высоты полёта КР. При определении радиальной и трансверсальной координат КР по измерениям дальности до ОО оценка координаты  $X(t_0)$  имеет среднеквадратическое отклонение погрешности, которое на 51% меньше среднеквадратического отклонения погрешности координаты  $Y(t_0)$ , а при определении радиальной и трансвер-

сальной составляющих скорости оценка составляющей  $\dot{X}(t_0)$  имеет среднеквадратическое отклонение погрешности, которое в 1,9 раза меньше среднеквадратического отклонения погрешности составляющей  $\dot{Y}(t_0)$ .

### Аналитические исследования точности навигации КР по измерениям относительной радиальной скорости движения ОО

При движении КР и ОО на сравнительно небольшом расстоянии происходит потеря чувствительности относительной радиальной скорости их движения к изменениям трансверсальной координаты. Поэтому найдём ковариационную матрицу погрешностей навигации вектора (3) по измерениям относительной радиальной скорости.

Используя методику, приведённую в [1], получаем

$$K_D(\bar{Q}_{\text{ип}}(t_0), 2\pi) = \frac{\sigma_D^2}{2N_D} \begin{bmatrix} \frac{17}{18\lambda_o^2} & 0 & -\frac{13}{18\lambda_o} \\ 0 & 1 & 0 \\ -\frac{13}{18\lambda_o} & 0 & \frac{11}{18} \end{bmatrix}, \quad (15)$$

где  $\sigma_D$  – среднеквадратическое отклонение погрешности измерений относительной радиальной скорости движения ОО;  $N_D$  – количество измерений относительной радиальной скорости движения ОО, выполняемых бортовыми средствами КР.

Для сравнительного анализа точности навигации вектора (3) по измерениям углов «звезда-ОО» и измерениям радиальной скорости относительного движения КР и ОО сопоставим ковариационные матрицы (9) и (15). Очевидно, что эти матрицы имеют одинаковую структуру, в которой корреляционная связь существует только между погрешностями оценок радиальной координаты  $X(t_0)$  и трансверсальной составляющей  $\dot{Y}(t_0)$  скорости КР. Коэффициент корреляции между погрешностями этих параметров движения центра масс КР с учётом выражения (15) определяется из соотношения

$$\rho_D(X(t_0), \dot{Y}(t_0), 2\pi) = \frac{\text{cov}_D(X(t_0), \dot{Y}(t_0), 2\pi)}{\sqrt{\sigma_D^2(X(t_0), 2\pi) \cdot \sigma_D^2(\dot{Y}(t_0), 2\pi)}} = -\frac{13\sqrt{18 \cdot 18}}{18\sqrt{17 \cdot 11}} = -0,95, \quad (16)$$

где  $\text{cov}_D(X(t_0), \dot{Y}(t_0), 2\pi)$  – ковариация погрешностей оценок радиальной координаты  $X(t_0)$  и трансверсальной составляющей  $\dot{Y}(t_0)$  скорости КР, полученных по измерениям радиальной скорости относительного движения КР и ОО;  $D_D(X(t_0), 2\pi)$  и  $\sigma_D^2(\dot{Y}(t_0), 2\pi)$  – дисперсии оценок радиальной координаты  $X(t_0)$  и трансверсальной составляющей  $\dot{Y}(t_0)$  скорости КР соответственно, полученных по измерениям радиальной скорости относительного движения КР и ОО.

Из соотношения (16) следует, что корреляционная связь между погрешностями оценок радиальной координаты  $X(t_0)$  и трансверсальной составляющей  $\dot{Y}(t_0)$  скорости КР является отрицательной и достаточно сильной.

С помощью выражения (15) находим среднеквадратические отклонения погрешностей определения вектора (3):

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{\dot{X}}(X(t_0), 2\pi) &= \frac{\sqrt{17} \sigma_{\dot{b}}}{6\sqrt{N_{\dot{b}}} \lambda_o}, \\ \sigma_{\dot{X}}(\dot{X}(t_0), 2\pi) &= \frac{\sigma_{\dot{b}}}{\sqrt{2N_{\dot{b}}}}, \\ \sigma_{\dot{Y}}(\dot{Y}(t_0), 2\pi) &= \frac{\sqrt{11} \sigma_{\dot{b}}}{6\sqrt{N_{\dot{b}}}}. \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

Анализ соотношений (17) показывает, что по измерениям относительной радиальной скорости движения КР и ОО уточнение трансверсальной составляющей вектора скорости КР производится с большей точностью по сравнению с радиальной составляющей, поскольку среднеквадратическое отклонение погрешности оценки составляющей скорости  $\dot{X}(t_0)$  на 20% больше среднеквадратического отклонения погрешности оценки составляющей  $\dot{Y}(t_0)$ .

### Заключение

Представлены результаты анализа точности системы автономной навигации КР, предназначенного для дистанционной диагностики технического состояния ОО, который совершает полёт по компланарной с КР орбите на относительно небольшом от него расстоянии. Представленные ковариационные матрицы характеризуют предельно достижимую точность, которую может достичь система автономной навигации, содержащая такие средства измерений, как астрономический измеритель углов, дальномер и измеритель относительной скорости движения КР и ОО.

Параметры движения КР относительно плоскости орбиты определяются только по измерениям углов «звезда-ОО». Навигационная звезда выбирается таким образом, чтобы направление на звезду не совпадало с плоскостью орбиты КР. Поскольку трансверсальная координата КР не определяется по измерениям углов «звезда-ОО» или относительной радиальной скорости движения ОО, одним из бортовых датчиков системы автономной навигации КР должен быть дальномер. Для обеспечения навигационной информацией системы управления КР при диагностике технического состояния ОО необходимо проводить совместные измерения угловых и линейных первичных навигационных параметров.

Полученные результаты могут быть использованы при обосновании облика системы автономной навигации КР, совершающего совместный с ОО полёт, при решении задачи выбора состава бортовой аппаратуры КР и определения требований к погрешностям бортовых измерительных приборов и объёму измерений, выполняемых в течение навигационного режима.

### Библиографический список

1. Порфирьев Л.Ф., Смирнов В.В., Кузнецов В.И. Аналитические оценки точности автономных методов определения орбит. М.: Машиностроение, 1987. 280 с.
2. Махненко Ю.Ю. Использование данных оптических телескопов при навигационно-баллистическом обеспечении управления полётом геостационарных спутников // Двойные технологии. 2003. № 4(25). С. 13-15.

3. Бетанов В.В., Махненко Ю.Ю. Совершенствование однопунктового способа навигации геостационарного спутника // Вестник Московского государственного технического университета им. Н. Э. Баумана. Серия: Машиностроение. 2009. № 3. С. 83-95.

4. Михайлов Н.В. Автономная навигация космических аппаратов при помощи спутниковых радионавигационных систем. СПб.: Политехника, 2014. 362 с.

5. Мантуров А.И., Рублев В.И., Мунтян Р.Ю. Система спутниковой навигации космического аппарата «Бион-М» // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета). 2013. № 4 (42). С. 196-199.

6. Аншаков Г.П., Голяков А.Д., Петрищев В.Ф., Фурсов В.А. Автономная навигация космических аппаратов. Самара: Государственный научно-производственный ракетно-космический центр «ЦСКБ-Прогресс», 2011. 486 с.

## ANALYSIS OF THE ACCURACY OF AUTONOMOUS NAVIGATION OF THE SPACE ROBOT IN THE DIAGNOSIS OF THE TECHNICAL CONDITION OF AN ORBITAL OBJECT

© 2017

**A. D. Golyakov** Doctor of Science (Engineering), Professor, Department of Autonomous Control Systems;  
Mozhaisky Military Space Academy, Saint-Petersburg, Russian Federation;  
[algol1949@mail.ru](mailto:algol1949@mail.ru)

**I. V. Fominov** Doctor of Science (Engineering), Head of the Department of Autonomous Control Systems;  
Mozhaisky Military Space Academy, Saint-Petersburg, Russian Federation;  
[i.v.fominov@gmail.com](mailto:i.v.fominov@gmail.com)

**S. Yu. Korolev** adjunct of the Department of the Autonomous Control Systems;  
Mozhaisky Military Space Academy, Saint-Petersburg, Russian Federation;  
[st.korolev@list.ru](mailto:st.korolev@list.ru)

The article presents the results of analysis of the accuracy of autonomous navigation of a space robot in solving tasks of remote diagnostics of the technical condition of an orbital object in coplanar orbits. The angle between the stellar line and the direction of the orbital object, the distance to the orbital object and the rate of its change are taken as the primary navigation parameters measured onboard of a space robot. The space robot navigation accuracy is assessed on the basis of an analytical method. Assumptions of the normal law of distribution of measurement errors with known characteristics, the motion of the space robot and the orbital object in the central gravitational field of the Earth and the equality of the heights of their reference orbits are introduced. As a result of research covariance matrices of errors of determining the parameters of space robot center-of-mass motion were obtained in analytical form. The analysis of the accuracy of autonomous navigation carried out in the present paper can be used at the stage of feasibility study of the conceptual design of the control and navigation system of a space robot, for example, when solving the problem of choosing the composition of the onboard equipment, determining the accuracy specifications of onboard measuring devices and the amount of measurements carried out within the navigation mode.

*Autonomous navigation; space robot; orbital object; diagnostics of the technical condition of an orbital object; analytical evaluation of navigation accuracy; onboard measurements.*

---

*Citation:* Golyakov A.D., Fominov I.V., Korolev S.Yu. Analysis of the accuracy of autonomous navigation of the space robot in the diagnosis of the technical condition of an orbital object. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2017. V. 16, no. 1. P. 31-41. DOI: 10.18287/2541-7533-2017-16-1-31-41

## References

1. Porfir'ev L.F., Smirnov V.V., Kuznetsov V.I. *Analiticheskie otsenki tochnosti avtonomnykh metodov opredeleniya orbit* [Analytical assessment of the accuracy of autonomous orbit determination methods]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1987. 280 p.
2. Makhnenko Yu.Yu. The use of data from optical telescopes in navigation and ballistic ensure flight control of geostationary satellites. *Dvoynye tekhnologii*. 2003. No. 4(25). P. 13-15. (In Russ.)
3. Betanov V.V., Makhnenko Yu.Yu. Improvement of One-Station Method of Geostationary Satellite Navigation. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series Mechanical Engineering*. 2009. No. 3. P. 83-95. (In Russ.)
4. Mikhailov N.V. *Avtonomnaya navigatsiya kosmicheskikh apparatov pri pomoshchi sputnikovykh radionavigatsionnykh system* [Autonomous navigation of space vehicles with GNSS]. SPb.: Politekhnik Publ., 2014. 362 p.
5. Manturov A.I., Rublyov V.I., Muntyan R.Yu. System of satellite navigation of «Bi-on-M» space vehicle. *Vestnik of the Samara State Aerospace University*. 2013. No. 4 (42). P. 196-199. (In Russ.)
6. Anshakov G.P., Golyakov A.D., Petrishchev V.F., Fursov V.A. *Avtonomnaya navigatsiya kosmicheskikh apparatov* [Spacecraft autonomous navigation]. Samara: Space Rocket Center «Progress» Publ., 2011. 486 p.

## НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ СОЗДАНИЯ САМОЛЁТА АРКТИЧЕСКОГО БАЗИРОВАНИЯ

© 2017

- Н. М. Куприков** кандидат технических наук, ассистент кафедры «Проектирование самолётов»; Московский авиационный институт, (национальный исследовательский университет);  
[nkuprikov@mai.ru](mailto:nkuprikov@mai.ru)
- О. С. Долгов** доктор технических наук, профессор кафедры «Проектирование самолётов»; Московский авиационный институт, (национальный исследовательский университет);  
[dolgov@mai.ru](mailto:dolgov@mai.ru)
- М. Ю. Куприков** доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Инженерная графика»; Московский авиационный институт, (национальный исследовательский университет);  
[kuprikov@mai.ru](mailto:kuprikov@mai.ru)
- Б. В. Иванов** кандидат географических наук, начальник лаборатории; Арктический и антарктический научно-исследовательский институт, Санкт-Петербург;  
[b\\_ivanov@aari.ru](mailto:b_ivanov@aari.ru)

Рассмотрены некоторые вопросы создания самолёта арктического базирования. Географическое расположение Российской Федерации обуславливает региональную обособленность регионов Крайнего Севера и Дальнего Востока, которые более чем на 40% территорий являются труднодоступными. Необходимость освоения перспективных Северных регионов Российской Федерации требует развития транспортной инфраструктуры и устанавливает специфические требования к характеристикам региональных самолётов, что требует создания новой методологии формирования проектно-конструкторских решений. Позиционирование Арктической территории как исключительной экономической зоны Российской Федерации требует в первую очередь развития региональной транспортной сети, в том числе грузовых и пассажирских авиаперевозок для устойчивого развития региона. Современный подход к проектированию должен базироваться на требованиях арктической эксплуатации, инфраструктурно-климатических ограничениях и использовании научно-методического обеспечения, включающего методики, программы моментно-инерционного анализа и алгоритмы структурно-параметрического анализа самолётов арктического базирования с учётом выбора рациональной моментно-инерционной компоновки. Результатом синтеза ограничений и потребных характеристик является самолёт, предназначенный для арктического базирования и способный успешно и безопасно выполнять транспортные задачи в Арктической зоне Российской Федерации.

*Самолёт арктического базирования; проектирование; требования эксплуатации; инфраструктурно-климатические ограничения.*

---

**Цитирование:** Куприков Н.М., Долгов О.С., Куприков М.Ю., Иванов Б.В. Некоторые вопросы создания самолёта арктического базирования // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2017. Т. 16, № 1. С. 42-50. DOI: 10.18287/2541-7533-2017-16-1-42-50

### Введение

Рост активности полярных регионов РФ зависит от наличия в авиапарке отечественной авиационной техники специализированных самолётов для полярной эксплуатации [1;2].

Географическое расположение Российской Федерации выделяет ярко выраженную региональную обособленность Арктической зоны Российской Федерации (АЗРФ).



В России более 40% территорий являются труднодоступными и удалёнными регионами заполярья – Арктики, что требует использования авиационной техники (самолётов и вертолётов) для обеспечения бесперебойного авиационного сообщения и транспортной доступности АЗРФ. В этих регионах, как нигде, актуальны вопросы увеличения объёма пассажирских и грузовых перевозок, повышения экономичности и надёжности эксплуатации в условиях жёстких инфраструктурно-климатических ограничений (ИКО).

Решение задачи бесперебойного авиационного сообщения и транспортной доступности районов Крайнего Севера и Дальнего Востока является компромиссом лётно-технических и эксплуатационных характеристик летательного аппарата.

Сегодня выполнение транспортной задачи в Арктическом регионе обеспечивается с помощью устаревшего парка самолётов, а также путём разработки новых перспективных самолётов, предназначенных для полярной эксплуатации (рис. 1).

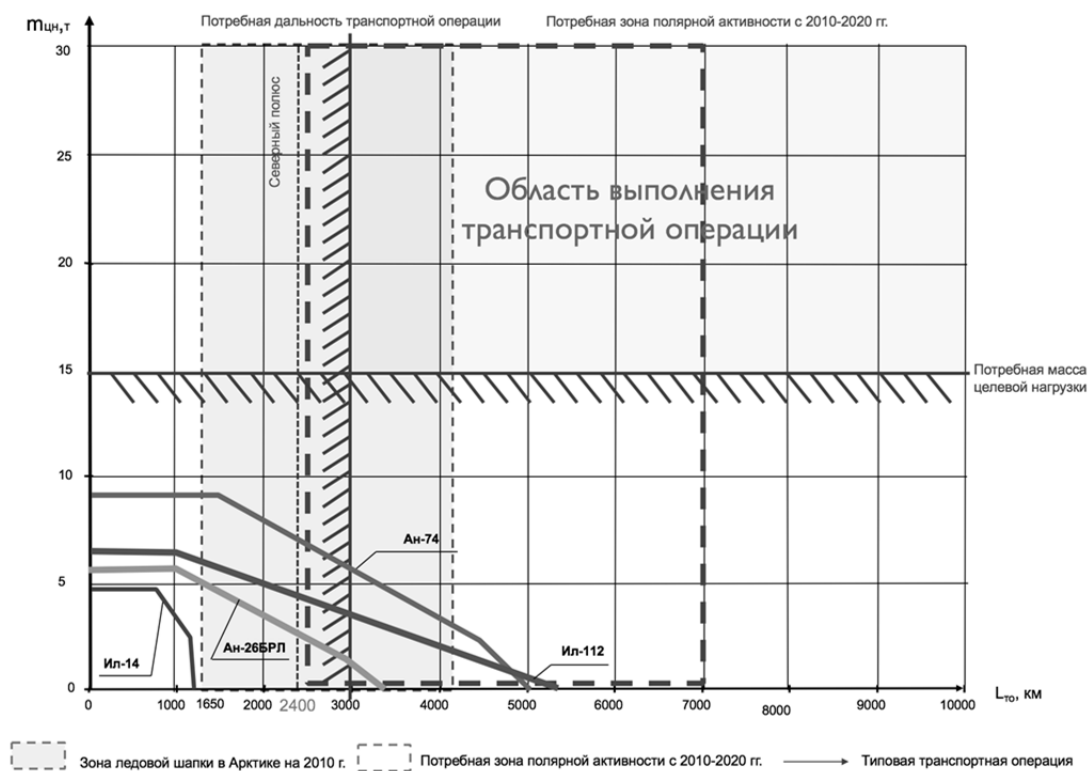


Рис. 1. Эксплуатация самолётов в Арктической зоне Российской Федерации

### Анализ ситуации

Опыт развития отечественной авиации в 1940-1980 годах показывает непосредственную связь между уровнем развития авиационной техники и авиатранспортной сети в труднодоступных и отдалённых регионах и степенью развития и освоения полярных регионов Крайнего Севера и Дальнего Востока, являющихся АЗРФ (рис. 2).

Позиционирование арктических территорий как исключительной экономической зоны Российской Федерации [6] требует развития региональной транспортной сети, в том числе грузовых и пассажирских авиаперевозок.

В августе 2014 года Президент Российской Федерации Владимир Путин заявил: «Россия должна больше внимания уделить укреплению позиций в Арктике, поскольку этот регион представляет сосредоточение интересов страны во многих сферах. Арктика является важнейшим и очень перспективным регионом России, а помимо сырья, он ещё и исключительно удобен для развития транспортной инфраструктуры».

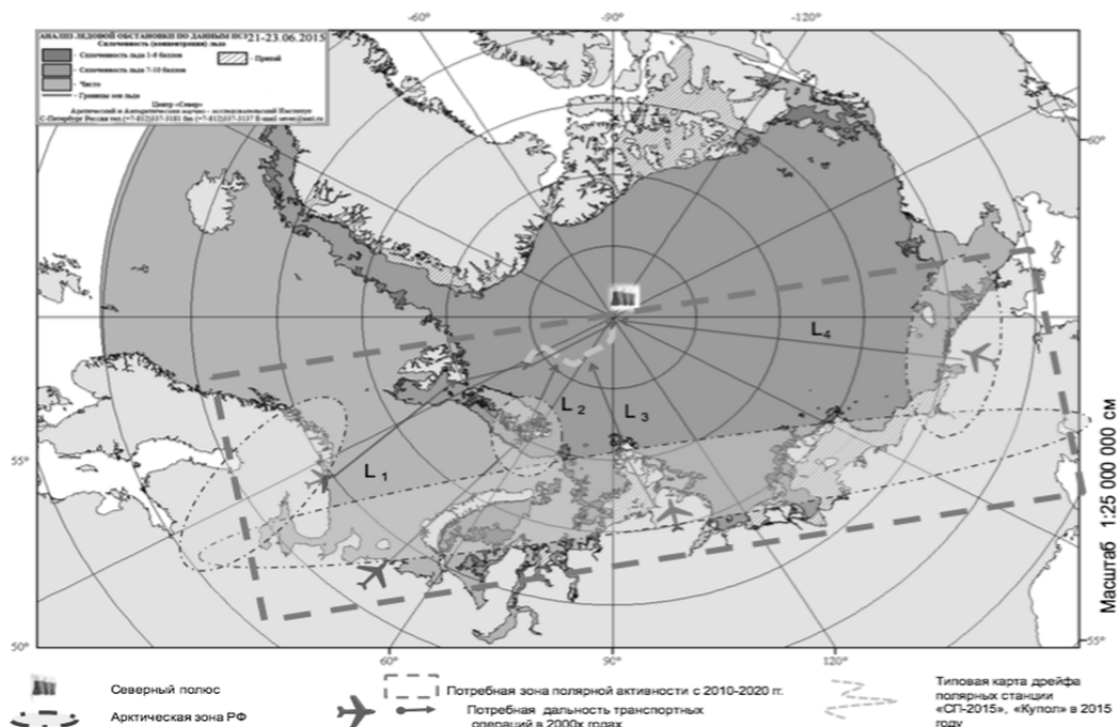


Рис. 2. Арктическая зона на территории России (Источник: Центр «Север» ААНИИ) (Россия)

В утверждённой 20 февраля 2013 года Президентом РФ «Стратегии развития Арктической зоны Российской Федерации и обеспечения национальной безопасности на период до 2020 года» отмечается дефицит самолётов и технологических возможностей по изучению, освоению и использованию арктических пространств и ресурсов, недостаточная готовность к переходу на инновационный путь развития АЗРФ. В связи с этим важно отметить, что создание новых российских самолётов Ил-112 для эксплуатации в Арктике находится под контролем Военно-промышленной комиссии РФ.

В целях модернизации и развития инфраструктуры арктической транспортной системы, обеспечивающей сохранение Северного морского пути (СМП) как единой национальной транспортной магистрали РФ, предусматривается:

- совершенствование транспортной инфраструктуры в регионах освоения арктического континентального шельфа в целях диверсификации основных маршрутов поставки российских углеводородов на мировые рынки;
- формирование современных транспортно-логистических узлов обеспечения магистральных и международных перевозок на базе аэропортов федерального значения и региональных аэропортов малой интенсивности полётов;
- создание и развитие системы комплексной безопасности арктического судоходства, управления транспортными потоками в районах интенсивного движения судов, включая навигационно-гидрографическое, гидрометеорологическое, ледокольное и иные виды обеспечения, создание комплексных аварийно-спасательных центров;
- развитие эффективной системы авиационного обслуживания арктических районов, включая реконструкцию и модернизацию аэропортовой сети вдоль трассы СМП;
- развитие малой авиации с целью удовлетворения потребностей в воздушных перевозках и обеспечения их доступности в Арктической зоне Российской Федерации.

### Условия арктического базирования

Развитие присутствия РФ в Арктике оправдано ресурсами, логистикой и стратегическими возможностями, которые открываются для экономики АЗРФ. Таким образом, разрабатываемая система обслуживания инфраструктуры СМП и арктических архипелагов (Шпицберген, Земля Франца-Иосифа, Северная Земля, Новосибирские острова) требует, в свою очередь, решения ряда стратегических задач, связанных с труднодоступностью регионов АЗРФ [4], а также обусловленных изменением ИКО.

Наблюдаемое в настоящее время изменение климата арктических архипелагов и ледовых условий на трассе СМП происходит в результате ускоренного глобального потепления и изменения климата Арктики, что существенным образом сказывается на виде и характере транспортной операции (рис. 3).

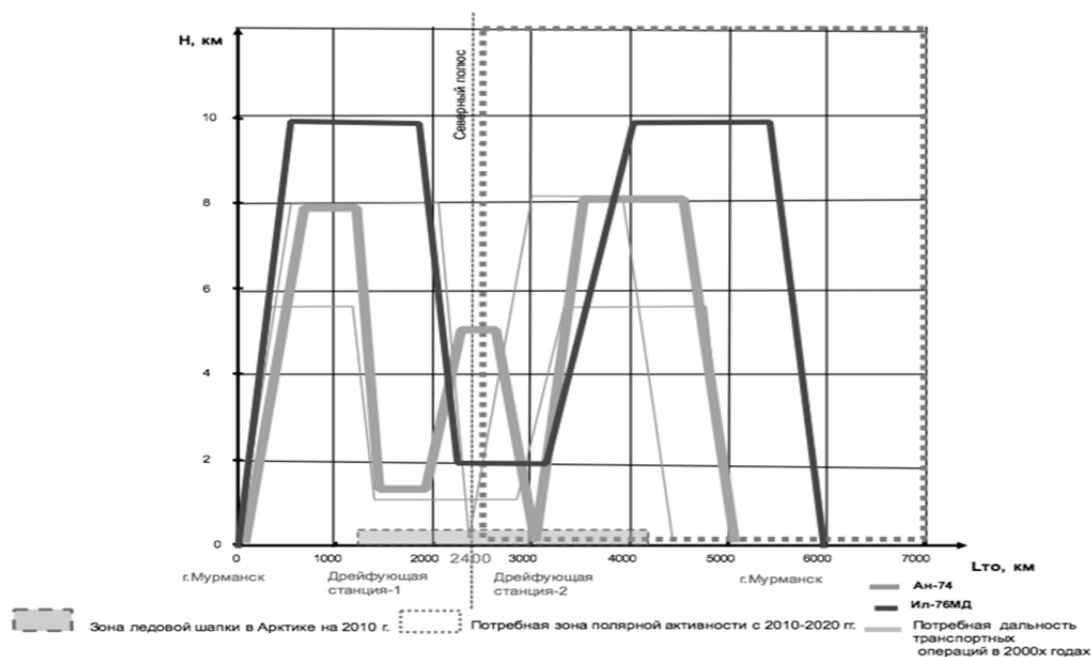


Рис. 3. Профили полёта при выполнении современных транспортных операций в Арктике

Климат в Арктике и компоненты природной среды архипелагов чутко реагируют на климатические изменения различных временных масштабов. Наиболее ярким индикатором прошлых и текущих изменений является температурный режим приземного слоя воздуха, циркуляция атмосферы и состояние ледяного покрова. Это обусловило изменение требований к транспортным операциям в Арктике, что, в свою очередь, приводит к изменению облика транспортной авиации [4].

Использование ледовой авиаразведки и технологий дистанционного зондирования Земли [4;5] позволило составить детальные ледовые карты дрейфа морского льда в Арктике. Данные технологии позволяют наглядно изучить динамику образования ледяного покрова и выработать проектные рекомендации для перспективной авиационной техники, предназначенной для эксплуатации в Арктике [4;11] с учётом ИКО, изменяющейся толщины и площади ледяного покрова.

Толщина льда и площадь ледяного покрова являются основными инфраструктурными ограничениями (рис. 4) самолётов арктического базирования (САБ) [4], так как остальные требования к полётам при экстремальных (отрицательных) температурах (например, требования по обледенению или навигации) могут быть удовлетворены за счёт применения дополнительного авиационного и радионавигационного оборудования.

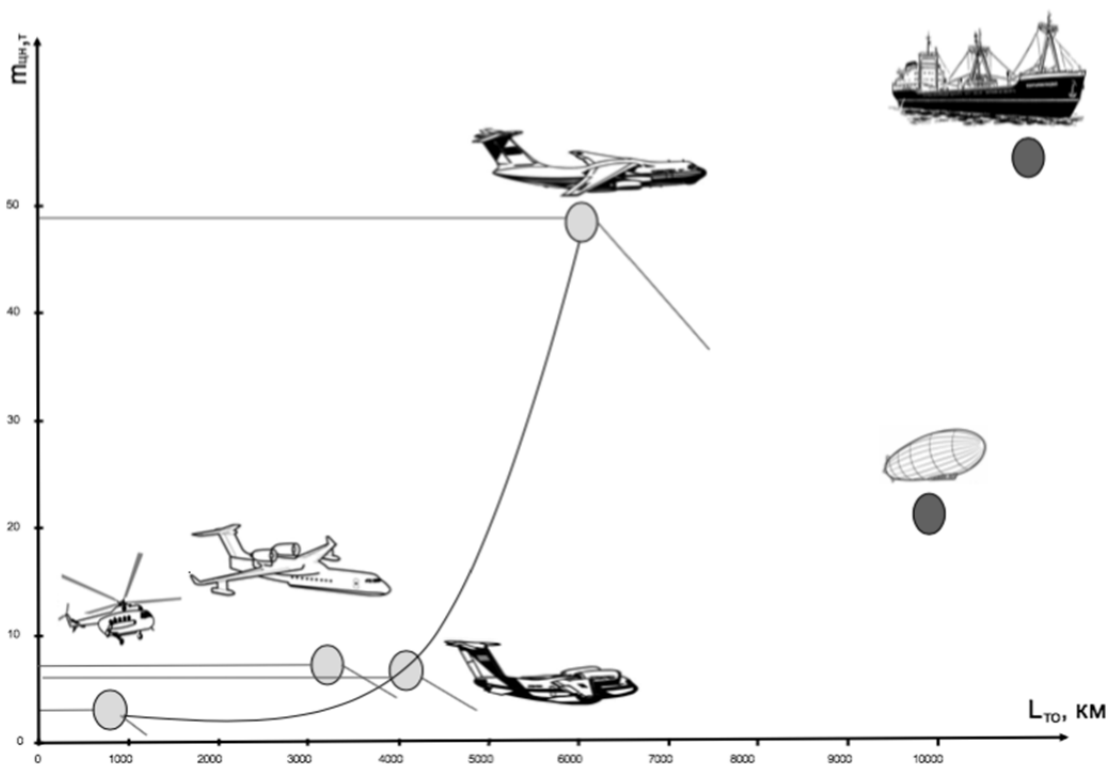


Рис. 4. Сравнительная характеристика различных видов транспорта, применяемых в АЗРФ для доставки грузов

Толщина льда и площадь ледяного покрова являются динамически изменяемыми величинами, и анализ изменения ледовой обстановки в Арктике с 1950 года позволяет сделать прогноз об уменьшении или практически полном таянии ледовой шапки российского сектора Арктики к 2090 году.

Эти процессы связаны с тем, что вдоль СМП (северо-западный проход) морские и океанические течения приводят к дрейфу льда от Баренцева моря до Берингова пролива, в то время как в районе северо-западного прохода у берегов Гренландии, Канады и США льды образуют статичные ледовые поля или дрейфуют внутри ограниченной замкнутой зоны. Разность климатических зон является предпосылкой для появления «ледовых островов» (айсбергов) [9].

Опыт и наработки Арктического и Антарктического НИИ легли в основу научно-методического обеспечения, на основании которого было разработано «Руководство по производству ледовой авиаразведки» [10]. Тенденция сокращения толщины льда и площади ледяного покрова приводит к необходимости изменения требований полярной эксплуатации, обозначенных в разделе 9.1.1 [10].

Эксплуатация различных видов транспортных средств в Арктике (рис. 4) зависит от инфраструктурно-климатических ограничений, требований по дальности перевозки и габаритно-массовых характеристик.

## Современная ситуация

Существующие самолёты, сконструированные и произведённые в период 1950-1980 годов, уже не могут эффективно выполнять арктические транспортные операции.

Научно-методическое обеспечение, разработанное в период 1950-1970 годов, устарело, изменились граничные условия эксплуатации в регионе и геополитическая обстановка. Развитие авиационной техники (Ил-14, Ан-12 и Ан-74) в 1950-1980 годах происходило с учётом требований универсальности среднесрочной эксплуатации в Арктике.

В настоящее время воспользоваться научным заделом КБ «Антонова» (Украина) не представляется возможным. Работы по модернизации специального полярного самолёта Ан-74Т остановлены.

Создание новых самолётов, предназначенных для освоения арктического региона в условиях ИКО, на основании проведённых исследований требует решения ряда научно-технических задач:

- удовлетворение требованиям экономичности;
- учёт ИКО в местах предполагаемого базирования [10] самолёта в регионах АЗРФ;
- удовлетворение требованиям организации перевозок пассажиров и груза в экстремальных погодных условиях;
- осуществление укороченного взлёта и посадки с неподготовленных взлётно-посадочных полос [7;8];
- обеспечение ремонтпригодности в полевых условиях Арктики.

Многообразие задач, стоящих перед проектными организациями при создании САБ, приводит к необходимости разработки научно-методического обеспечения, отвечающего современным условиям полярной эксплуатации и арктической инфраструктуры.

В связи с эксплуатацией в сложных метеорологических условиях к авиационной технике предъявляются повышенные требования по дублированию и надёжности в области навигации, радиосвязи, систем управления, аварийного спасения.

Анализ известных проектно-конструкторских решений показал, что для создания успешного образца САБ необходимо решение задачи формирования облика самолёта на основе выбора рациональных вариантов внутренней компоновки с точки зрения размещения полезной нагрузки и топлива [4].

Расположение резервных запасов топлива и массы целевой нагрузки влияет на систему управления и приводит к значительному изменению моментно-инерционного облика как в течение полёта, так и при выполнении цикла транспортных задач [3].

Это подтверждает актуальность задачи разработки научно-методического обеспечения для проведения комплексных исследований по выявлению рациональных конструктивно-компоновочных решений на базе математического моделирования с использованием ЭВМ и средств машинной графики.

Предпосылкой для решения этой задачи является опыт разработки региональных самолётов и самолётов специального назначения.

## Заключение

При формировании облика САБ необходимо уделять внимание тензору трансформации инфраструктурно-климатических ограничений и условиям эксплуатации, так как именно они являются определяющими.

При проектировании самолётов арктического базирования необходимо использовать научно-методическое обеспечение, включающее методики, программы моментно-инерционного анализа и алгоритмы структурно-параметрического анализа с учётом выбора рациональной моментно-инерционной компоновки.

Работа выполнена при государственной поддержке грантов Президента Российской Федерации для государственной поддержки молодых российских учёных – докторов наук (МД-6177.2016.8) и стипендии Президента Российской Федерации для молодых учёных и аспирантов, осуществляющих перспективные научные исследования и разработки по приоритетным направлениям модернизации российской экономики (СП-1895.2015.1).

### **Библиографический список**

1. Авиационные правила. Часть 25. Нормы лётной годности самолётов транспортной категории. М.: Лётно-исследовательский институт им. М. М. Громова, 1994. 321 с.
2. Авиационные правила. Часть 34. Охрана окружающей среды. Эмиссия загрязняющих веществ авиационными двигателями. Нормы и испытания. М.: Авиаиздат, 2003. 84 с.
3. Долгов О.С., Куприков М.Ю., Куприков Н.М. Особенности выявления моментно-инерционного облика перспективных самолётов на ранних этапах проектирования // Вестник Московского авиационного института. 2010. Т. 17, № 2. С. 1.
4. Куприков Н.М. Учёт требований эксплуатации в Арктике на облик летательного аппарата как основа повышения конкурентоспособности на мировом рынке // Вестник Академии военных наук. 2012. № 3 (40). С. 120-123.
5. Куприков Н.М., Журавский Д.М., Малыгин Д.В., Иванов Б.В., Павлов А.К., Салахов И.Р., Рипецкий А.В. Перспективные космические аппаратно-программные комплексы для повышения конкурентоспособности крупных инфраструктурных проектов в Арктическом регионе и на Дальнем Востоке // Вестник Казанского государственного технического университета имени А. Н. Туполева. 2014. № 3. С. 47-53.
6. Кукушкина А.В. Экологическая безопасность, разоружение и военная деятельность государств: Международно-правовые аспекты. М.: ЛКИ, 2008. 176 с.
7. Концепция развития аэродромной (аэропортовой) сети Российской Федерации на период до 2020 г. <http://strategy-center.ru/page.php?vrub=inf&vparid=675&vid=937&lang=rus>
8. Кубышкин Н.В., Скутин А.А., Наумов А.К. Оценка морфометрических характеристик айсбергов Баренцева моря по натурным данным для моделирования их дрейфа // Сб. трудов 10-й международной конференции и выставки по освоению ресурсов нефти и газа российской Арктики и континентального шельфа стран СНГ (RAO / CIS OFFSHORE 2011). СПб.: Химиздат, 2011. С. 519-521.
9. Конвенция о международной гражданской авиации. Приложение 16. Охрана окружающей среды. Т. 2. Эмиссия авиационных двигателей. Международная организация гражданской авиации, 2008. 118 с.
10. Руководство по производству ледовой авиаразведки. Л.: Гидрометеиздат, 1981. 240 с.
11. Румянцев А.Л., Клейн А.Э. Использование беспилотных авиационных комплексов в работах ААНИИ // Российские полярные исследования. 2014. № 1 (15). С. 32-35.

## DESIGN AND TECHNICAL CHARACTERISTICS OF TRANSPORT AIRPLANE FOR ARCTIC EXPLORATION

© 2017

- N. M. Kuprikov** Candidate of Science (Engineering), Assistant Professor of the Department of Aircraft Design;  
Moscow Aviation Institute, (National Research University), Moscow, Russian Federation;  
[nkuprikov@mai.ru](mailto:nkuprikov@mai.ru)
- O. S. Dolgov** Professor of the Department of Aircraft Design;  
Moscow Aviation Institute, (National Research University), Moscow, Russian Federation;  
[dolgov@mai.ru](mailto:dolgov@mai.ru)
- M. Yu. Kuprikov** Professor, Head of the Department of Engineering Graphics;  
Moscow Aviation Institute, (National Research University), Moscow, Russian Federation;  
[kuprikov@mai.ru](mailto:kuprikov@mai.ru)
- B. V. Ivanov** Candidate of Science (Geography), Head of laboratory;  
Arctic & Antarctic Scientific-Research Institute, St. Petersburg, Russian Federation;  
[b\\_ivanov@aari.ru](mailto:b_ivanov@aari.ru)

The geographic location of the Russian Federation determines regional apartness of the Arctic and Far East territories which are mostly isolated. The necessity of development of the Russian North Polar regions calls for the development of transport infrastructure and specifies requirements to flight characteristics of regional airplanes, which requires new research and development solutions. Positioning the Arctic territory as an exclusive economic zone on the world political arena necessitates the development of the regional transport network including all-cargo and passenger services for sustainable development of the region. An up-to-date approach to aircraft design should be based on Arctic exploitation requirements, infrastructure-climate limitations and design methods that include methods of moment-inertia analysis, structural-parametric analysis of Arctic-based aircraft taking into account the choice of rational moment-inertia configuration. Synthesizing the limitations and required operation characteristics we designed an Arctic-based airplane that can perform transport operations in the Russian Arctic zone safely and successfully.

*Arctic-based aircraft; North Pole; design; aircraft performance characteristics; application requirements; infrastructure-and-climate limitations.*

---

*Citation:* Kuprikov N.M., Dolgov O.S., Kuprikov M.Yu., Ivanov B.V. Design and technical characteristics of transport airplane for arctic exploration. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2017. V. 16, no. 1. P. 42-50. DOI: 10.18287/2541-7533-2017-16-1-42-50

### References

1. Aviation Regulations. Part 25. Airworthiness standards for transport category aircraft. Moscow: M.M. Gromov Flight Research Institute Publ., 1994. 321 p. (In Russ.)
2. Aviation Regulations. Part 34. Environmental control. Engine pollutant emission. Test code. Moscow: Avaizdat Publ., 2003. 84 p. (In Russ.)
3. Dolgov O.S., Kuprikov M.Yu., Kuprikov N.M. Features detection of moment-inertia shape future aircraft in the early stages of design. *Vestnik Moskovskogo Aviatsionnogo Instituta*. 2010. V. 17, no. 2. P. 1. (In Russ.)
4. Kuprikov N.M. The accounting of requirements of operation in the arctic on the aircraft design as a basis of competitiveness growth on the world market. *Vestnik Akademii voyennykh nauk*. 2012. No. 3 (40). P. 120-123. (In Russ.)

5. Kuprikov N.M., Zhuravskiy D.M., Malygin D.V., Ivanov B.V., Pavlov A.K., Salakhov I.R., Ripetskiy A.V. Perspective satellite systems and software to improve the competitiveness of major infrastructure projects in the arctic region and the far east. *Vestnik Kazanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta imeni A.N. Tupoleva*. 2014. No. 3. P. 47-53. (In Russ.)

6. Kukushkina A.V. *Ekologicheskaya bezopastnost', razoruzheniye i voyennaya deyatel'nost' gosudarstv: Mezhdunarodno-pravovye aspekty* [Ecological safety, disarmament and military activities of states: International legal aspects]. Moscow: LKI Publ., 2008. 176 p.

7. *Kontsepsiya razvitiya aerodromnoy (aeroportovoy) seti Rossiyskoy Federatsii na period do 2020 goda* [Concept of development of the aerodrome network of the Russian Federation for the period of up to 2020]. Available at: <http://strategy-center.ru/page.php?vrub=inf&vparid=675&vid=937&lang=rus>

8. Kubyshkin N.V., Skutin A.A., Naumov A.K. Otsenka morfometricheskikh harakteristik aysbergov Barentseva moray po naturnym dannym dlya modelirovaniya ikh dreyfa. *Proceedings of the 10th International Conference and Exhibition for Oil and Gas Resources Development of the Russian Arctic and CIS Continental Shelf (RAO / CIS Offshore 2011)*. SPb.: Khimizdat Publ., 2011. P. 519-521. (In Russ.)

9. Convention on International Civil Aviation. Appendix 16. Environmental control. V. 2 Aircraft engine emission. International Civil Aviation Organization, 2008. 118 p. (In Russ.)

10. *Rukovodstvo po proizvodstvu ledovoy aviarazvedki* [Polar Research Manual]. Leningrad: Gidrometeoizdat Publ., 1981. 240 p.

11. Rumyantsev A.L., Kleyn A.E. Use of remotely piloted air systems in the works of AARI (Arctic and Antarctic Research Institute) // *Rossiyskie polyarnye issledovaniya*. 2014. No. 1 (15). P. 32-35. (In Russ.)



## СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ ЗА СЧЁТ ОРГАНИЗАЦИИ ИЗОТЕРМИЧЕСКОГО РАСШИРЕНИЯ В ТУРБИНЕ

© 2017

**М. А. Мураева** аспирант кафедры авиационных двигателей;  
Уфимский государственный авиационный технический университет;  
[marija\\_muraeva@rambler.ru](mailto:marija_muraeva@rambler.ru)

**И. М. Горюнов** доктор технических наук, профессор кафедры авиационных двигателей;  
Уфимский государственный авиационный технический университет;  
[gorjunov@mail.ru](mailto:gorjunov@mail.ru)

Приводятся результаты исследования применения изотермического расширения в турбине газотурбинных двигателей как способа совершенствования термодинамического цикла. Приведены уравнения работы и коэффициента полезного действия идеального цикла газотурбинного двигателя с изотермическим расширением в турбине, на основе которых выполнен сравнительный анализ рассматриваемого и традиционного циклов газотурбинного двигателя с адиабатическим расширением. Для термодинамического исследования реального изотермического расширения в турбине газотурбинного двигателя на основе трёхмерного численного моделирования исследована характеристика турбины и получены поправки характеристики турбины с адиабатическим расширением на изотермическое расширение. С применением полученных поправок и характеристики на основе сформированной методики выполнено исследование применения изотермического расширения в газотурбинных двигателях различных схем на основе термодинамических расчётов в рабочей точке и расчёта высотно-скоростных характеристик. Исследования подтверждают эффективность применения изотермического расширения как способа совершенствования термодинамического цикла турбореактивного одноконтурного и двухконтурного двигателя со смещением потоков и малой степенью двухконтурности, в особенности для самолётов со сверхзвуковой скоростью полёта.

*Газотурбинный двигатель; термодинамический цикл; изотермическое расширение в турбине; численное моделирование.*

---

**Цитирование:** Мураева М.А., Горюнов И.М. Совершенствование газотурбинного двигателя за счёт организации изотермического расширения в турбине // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2017. Т. 16, № 1. С. 51-61. DOI: 10.18287/2541-7533-2017-16-1-51-61

### Введение

Уровень термогазодинамического совершенства газотурбинных двигателей (ГТД) с каждым десятилетием приближается к своему пределу, что относится как к показателям эффективности работы узлов ГТД, так и к основным термодинамическим параметрам цикла ГТД. Для двигателей шестого поколения, согласно данным ЦИАМ [1], температура газа перед турбиной должна составлять 2100 – 2350 К, а степень повышения давления 50 – 80.

Если высокое значение степени повышения давления в компрессоре возможно достичь конструктивно, то температура газа перед турбиной ограничена по своей природе адиабатической температурой сгорания стехиометрической топливовоздушной смеси (около 2400 К для авиационного керосина). Кроме того, высокий уровень температуры газа требует применения новых дорогостоящих жаропрочных, жаростойких материалов, покрытий и приводит к повышенному уровню эмиссии оксидов азота.

Альтернативным способом совершенствования ГТД как тепловой машины является применение сложных термодинамических циклов, в частности цикла ГТД, в котором теплоподвод осуществляется как в основной камере сгорания, так и в турбине, при этом в турбине организуется изотермическое расширение (рис. 1).

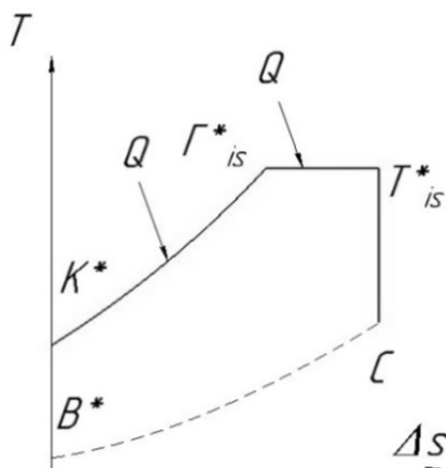


Рис. 1. Идеальный цикл ГТД с изотермическим расширением в турбине

Реализация изотермического расширения в турбине осуществляется путём сжигания топлива непосредственно в межлопаточном канале и представляет собой малоизученную трудоёмкую и комплексную задачу, решение которой требует детальных и весьма затратных исследований. Прежде чем приступить к таким исследованиям, необходимо доказать целесообразность рассматриваемого пути совершенствования ГТД на уровне комплексных термодинамических исследований. При этом важно учитывать влияние изотермического расширения на эффективность турбины.

### Идеальный цикл ГТД с изотермическим расширением в турбине

Базовым условием применения термодинамического цикла является его эффективность, которая оценивается работой и коэффициентом полезного действия (КПД) цикла. Для идеального цикла ГТД с изотермическим расширением авторами получены уравнения работы  $L_{Ц\text{ид}}$  и термического КПД  $\eta_t$  цикла:

$$L_{Ц\text{ид}} = C_p T_\Gamma^* \left( 1 - \frac{\left( \exp \left[ \frac{k}{k-1} \frac{T_B^*}{T_\Gamma^*} \left( \pi_\kappa^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \right] \right)^{\frac{k-1}{k}}}{\pi_\kappa^* \pi_V} \right) - \frac{V_n^2}{2}; \quad (1)$$

$$\eta_t = \frac{\left( 1 - \frac{\left( \exp \left[ \frac{k}{k-1} \frac{T_B^*}{T_\Gamma^*} \left( \pi_\kappa^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \right] \right)^{\frac{k-1}{k}}}{\pi_\kappa^* \pi_V} \right) - \frac{V_n^2}{2C_p T_\Gamma^*}}{1 - \frac{T_B^*}{T_\Gamma^*} - \frac{V_n^2}{2C_p T_\Gamma^*}}. \quad (2)$$

Здесь  $C_p$  – теплоёмкость рабочего тела при постоянном давлении;  $T_g^*$  – температура заторможенного потока перед турбиной;  $k$  – показатель изэнтропы;  $T_B$  – температура потока на входе в ГТД;  $T_B^*$  – температура заторможенного потока на входе в ГТД;  $\pi_k^*$  – степень повышения давления в компрессоре ГТД;  $\pi_V$  – степень повышения давления при торможении потока во входном устройстве;  $V_{п}$  – скорость полёта.

На рис. 2 представлено сравнение работы и КПД идеальных циклов ГТД с изотермическим и адиабатическим расширением.

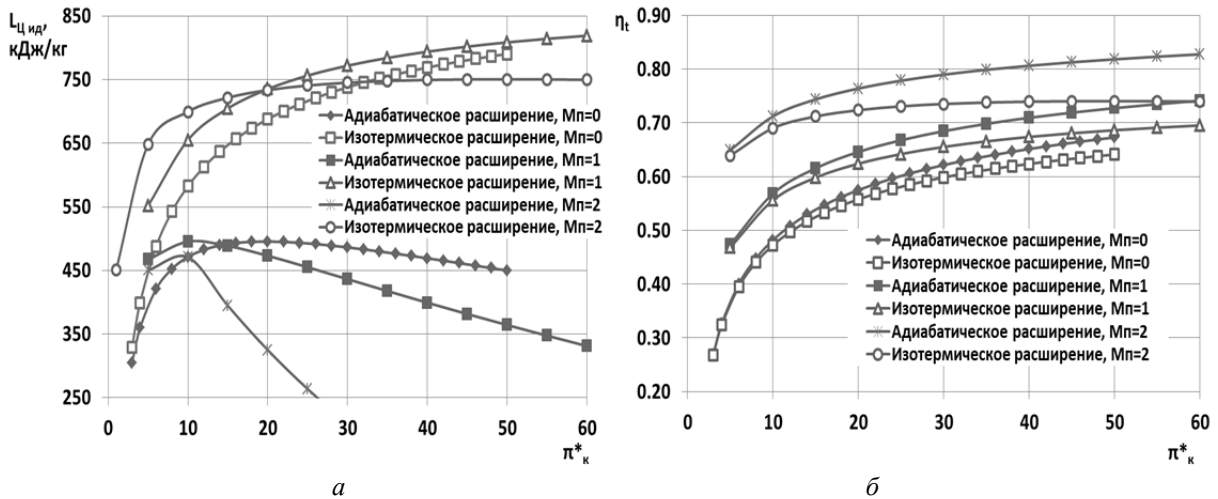


Рис. 2. Работа (а) и термический КПД (б) идеального цикла ГТД с изотермическим и адиабатическим расширением в турбине при  $T_g^* = 1500 \text{ K}$

При одинаковых параметрах цикл ГТД с изотермическим расширением в турбине имеет большую работу и меньший термический КПД, чем цикл ГТД с адиабатическим расширением, даже при увеличении скорости полёта. Однако работа цикла увеличивается в большей степени, чем уменьшается термический КПД. Например, при нулевой скорости полёта, степени повышения давления в компрессоре равной 20 и температуре газа перед турбиной равной 1500 К работа цикла с изотермическим расширением больше работы цикла с адиабатическим расширением на 39%, а КПД меньше на 3%.

Важнейшей особенностью цикла ГТД с изотермическим расширением в турбине является большое значение оптимальной степени повышения давления в компрессоре. Фактически при параметрах цикла ГТД, не выходящих из современного статистического диапазона, увеличение степени повышения давления в компрессоре приводит к увеличению работы и КПД цикла ГТД с изотермическим расширением. Увеличение скорости полёта приводит к уменьшению оптимальной степени повышения давления в компрессоре, однако предыдущее утверждение остаётся верным вплоть до числа Маха полёта ( $M_{п}$ ), равного двум.

Таким образом, при одновременном увеличении степени повышения давления в компрессоре и уменьшении температуры газа перед турбиной идеальный цикл ГТД с изотермическим расширением позволяет обеспечить требуемую работу цикла при большем термическом КПД. Температура газа при этом снижается на 25% и более [2].

Поэтому с точки зрения идеального цикла ГТД целесообразность применения изотермического расширения в турбине обоснована.

### Реальный процесс изотермического расширения в турбине ГТД

Для синтезирования реального процесса работы ГТД с изотермическим расширением в турбине разработана методика термодинамического расчёта турбины с изотермическим расширением. Методика реализована в составе модуля *Turbinals* (зарегистрирован в Роспатенте № 2016614665 от 27.04.2016 г.) в системе математического моделирования тепловых, энергетических и комбинированных установок *DVIGwT* и описана в [3]. При расчёте в модуле *Turbinals* предусмотрена возможность учёта характеристики турбины ГТД.

Изотермическое расширение оказывает влияние на КПД и пропускную способность турбины. Для учёта этого влияния при расчёте ГТД на базе трёхмерного численного моделирования выполнен расчёт характеристики турбины с адиабатическим и изотермическим расширением с одинаковыми геометрическими параметрами. Моделирование производилось в программном комплексе *ANSYS CFX*. Сформированная расчётная модель основывается на традиционных верифицированных подходах, применяемых в инженерных расчётах турбин и камер сгорания и поэтому сочетает в себе простоту с достаточной точностью. Применялась модель турбулентности *SST* и модель горения *EDM*, моделировался двухступенчатый глобальный механизм реакции горения. В качестве объекта исследования выбрана одноступенчатая турбина высокого давления (ТВД) двигателя для истребителя поколения IV+.

Как КПД, так и пропускная способность турбины с изотермическим расширением меньше, чем турбины с адиабатическим расширением, причём разница существенно зависит от режима работы турбины и эта зависимость нелинейная (рис. 3, 4). Относительная разница КПД турбин с изотермическим и адиабатическим расширением имеет зависимость от относительной степени понижения давления, близкую к кубической. Зависимость относительной разницы пропускной способности турбины от относительной степени понижения давления сложная.

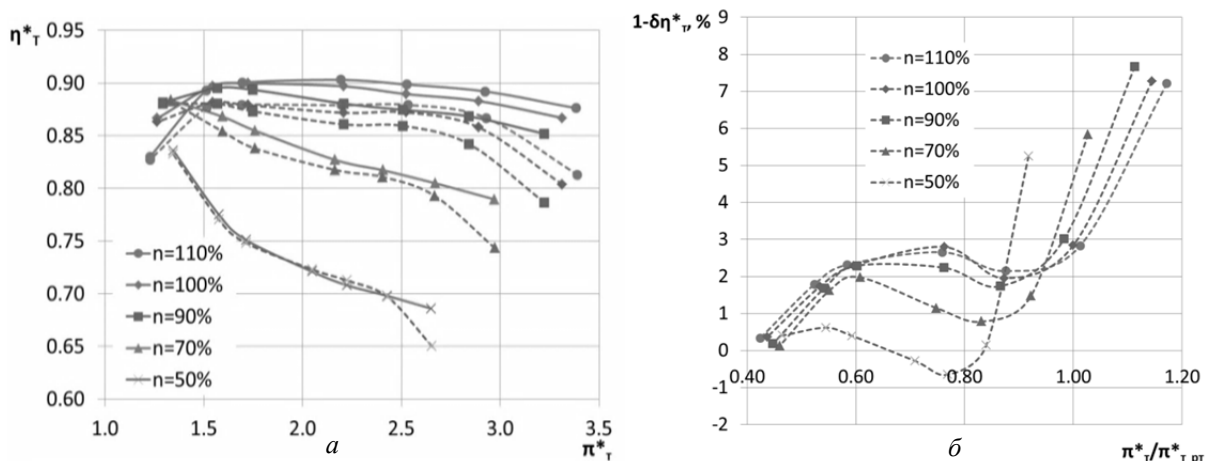


Рис. 3. КПД турбины с адиабатическим (сплошная кривая) и изотермическим (пунктирная кривая) расширением (а) и их относительная разница (б):

$$\eta_{\tau}^* - \text{КПД турбины}; \quad 1 - \delta\eta_{\tau}^* = 1 - \frac{\eta_{\tau is}^*}{\eta_{\tau ad}^*} - \text{относительная разница КПД турбины}$$

с адиабатическим и изотермическим расширением;  $\pi_{\tau}^*$  – степень понижения давления в турбине;  $\pi_{\tau pr}^*$  – степень понижения давления в турбине на расчётном режиме работы турбины;  $n$  – частота вращения турбины (относительно частоты вращения на расчётном режиме работы турбины)

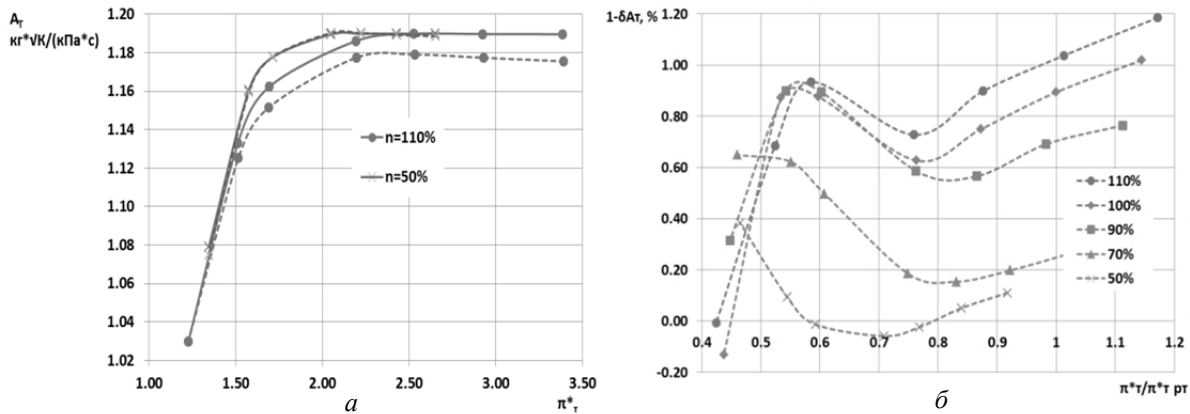


Рис. 4. Пропускная способность турбины с адиабатическим (сплошная кривая) и изотермическим (пунктирная кривая) расширением (а) и их относительная разница (б):

$A_T$  – пропускная способность турбины;  $1 - \delta A_T = 1 - \frac{A_{Tis}}{A_{Tad}}$  – относительная разница пропускной способности турбины с адиабатическим и изотермическим расширением

При изотермическом расширении меняется характер распределения основных термогазодинамических параметров вдоль межлопаточного канала турбины в сравнении с адиабатическим расширением. Фактическое изменение полной температуры газа вдоль межлопаточного канала турбины при исследованных способах подвода топлива в межлопаточный канал не является изотермическим. Полная температура потока газа на выходе из соплового аппарата резко увеличивается, а затем плавно уменьшается при течении вдоль рабочего колеса.

Максимально возможная температура газа на входе в рабочее колесо турбины, которая будет достигаться при полном сгорании топлива в осевом зазоре, меньше, чем фактическая максимальная температура (на 20-30 К в исследованных моделях). Пик температуры на входе в рабочее колесо будет тем меньше, чем большая доля топлива будет сгорать непосредственно в межлопаточном канале рабочего колеса, однако при этом возможен местный перегрев рабочей лопатки. Поэтому исследование способа сжигания топлива в межлопаточном канале турбины необходимо проводить на основе совмещённого теплового и газодинамического расчётов. Решение этой проблемы выходит за рамки поставленных задач, однако является перспективным направлением дальнейшего развития тематики исследования.

На базе трёхмерного расчёта характеристики авторами получена поправка КПД турбины  $\delta \eta_T^*$  для пересчёта известной характеристики одноступенчатой турбины с адиабатическим расширением в характеристику турбины с изотермическим расширением. Такая характеристика турбины может применяться на начальных этапах исследования и проектирования ГТД с изотермическим расширением, когда не известны фактические геометрические параметры турбины, но имеется характеристика турбины двигателя-прототипа. Поправка КПД с достаточной точностью аппроксимируется двухпараметрической полиномиальной зависимостью от параметра частоты вращения  $\frac{n}{\sqrt{T_{Г^*}}}$  и степени понижения давления в турбине:

$$\begin{aligned}
 \delta\eta_T^* = & \left[ b_{00} + b_{01} \left( \frac{n/\sqrt{T_G^*}}{n/\sqrt{T_{GPT}^*}} \right) + b_{02} \left( \frac{n/\sqrt{T_G^*}}{n/\sqrt{T_{GPT}^*}} \right)^2 \right] + \\
 & + \left[ b_{10} + b_{11} \left( \frac{n/\sqrt{T_G^*}}{n/\sqrt{T_{GPT}^*}} \right) + b_{12} \left( \frac{n/\sqrt{T_G^*}}{n/\sqrt{T_{GPT}^*}} \right)^2 \right] \left( \frac{\pi_T^*}{\pi_{TPT}^*} \right) + \\
 & + \left[ b_{20} + b_{21} \left( \frac{n/\sqrt{T_G^*}}{n/\sqrt{T_{GPT}^*}} \right) + b_{22} \left( \frac{n/\sqrt{T_G^*}}{n/\sqrt{T_{GPT}^*}} \right)^2 \right] \left( \frac{\pi_T^*}{\pi_{TPT}^*} \right)^2 + \\
 & + \left[ b_{30} + b_{31} \left( \frac{n/\sqrt{T_G^*}}{n/\sqrt{T_{GPT}^*}} \right) + b_{32} \left( \frac{n/\sqrt{T_G^*}}{n/\sqrt{T_{GPT}^*}} \right)^2 \right] \left( \frac{\pi_T^*}{\pi_{TPT}^*} \right)^3.
 \end{aligned} \tag{3}$$

Здесь  $\delta\eta_T^* = \frac{\eta_{Tis}^*}{\eta_{Tad}^*}$  – поправка КПД турбины с адиабатическим расширением на изотермическое расширение (равна отношению КПД турбины с изотермическим расширением к КПД турбины с адиабатическим расширением);  $\frac{n}{\sqrt{T_{GPT}^*}}$  – параметр частоты вращения на расчётном режиме работы турбины;  $b_{ij}$  – коэффициенты в двухпараметрической полиномиальной зависимости (табл. 1).

Таблица 1. Значения коэффициентов в двухпараметрической полиномиальной зависимости (3)

$j$	0	1	2	3
$b_{j0}$	2,46936	-8,05615	13,98879	-7,85950
$b_{j1}$	-1,09071	7,952975	-16,70157	10,69266
$b_{j2}$	0,07109	-1,86795	5,33062	-3,96577

Минимальное значение коэффициента достоверности аппроксимации  $R^2$  составляет 0,939. Пересчёт КПД исследуемой ТВД с адиабатическим расширением с помощью двухпараметрического полинома даёт значение КПД ТВД с изотермическим расширением с погрешностью – 0,93...1,09 % от значений, полученных в рассмотренных точках по результатам численного исследования.

Поправку пропускной способности турбины с адиабатическим расширением на изотермическое расширение ввиду сложности зависимости аппроксимировать двухпараметрическим полиномом не представляется возможным. Однако ей можно пренебречь на начальных этапах проектирования ввиду малого значения (максимальная относительная разница пропускной способности турбины с адиабатическим и изотермическим расширением составляет 1,19 % в рассмотренном диапазоне режимов работы турбины).

Помимо КПД и пропускной способности важным параметром, характеризующим эффективность работы турбины ГТД с изотермическим расширением, является полнота сгорания топлива  $\eta_r$ . Согласно исследованиям [4], полнота сгорания топлива составляет 0,95-0,99 в турбине с изотермическим расширением, подвод топлива в которую конструктивно реализован в переходном канале между турбинами высокого и низкого давления, совмещённым с сопловым аппаратом турбины низкого давления с применением нишевых стабилизаторов пламени. Других экспериментальных данных по полноте сго-

рания топлива при изотермическом расширении в турбине не найдено. Исследование полноты сгорания топлива в канале турбины на различных режимах работы турбины требует отдельного детального исследования, которое выходит за рамки возможностей применяемой расчётной модели. Очевидно, что уменьшение полноты сгорания топлива в турбине приводит к увеличению расхода топлива, необходимого для обеспечения изотермического расширения. На рис. 5 представлено как при этом будет изменяться относительный удельный расход топлива  $C_{уд}$  турбореактивного одноконтурного двигателя (ТРД) и турбореактивного двухконтурного двигателя со смешением потоков (ТРДД<sub>см</sub>). При уменьшении полноты сгорания от 0,995 до 0,900 удельный расход топлива увеличивается на 2-3 %.

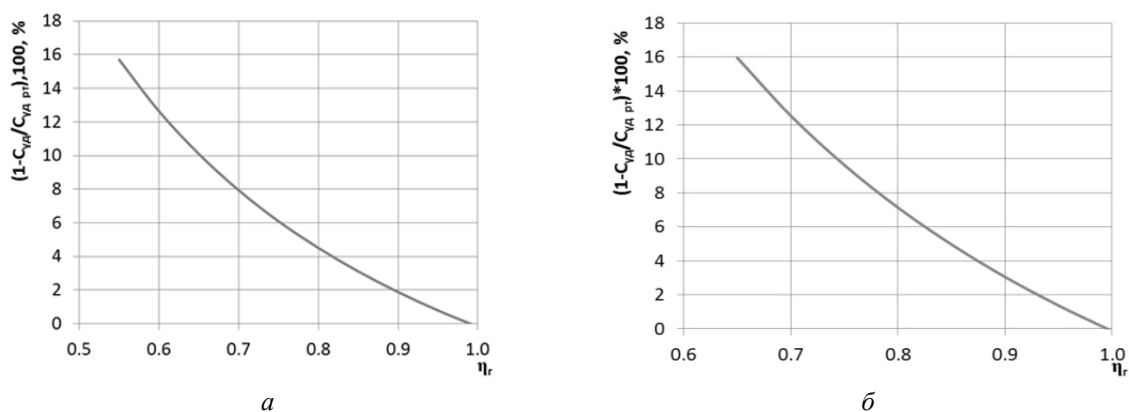


Рис. 5. Изменение относительного удельного расхода топлива ТРД (а) и ТРДД<sub>см</sub> (б) с изотермическим расширением в турбине при изменении полноты сгорания топлива

С применением полученной расчётной характеристики турбины с изотермическим расширением и поправок КПД выполнено исследование эффективности организации изотермического расширения в турбине ТРД и ТРДД<sub>см</sub> на основе термодинамических расчётов ГТД на взлётном режиме и расчётов высотно-скоростных характеристик (ВСХ).

На рис. 6 представлены ВСХ ТРД с адиабатическим и изотермическим расширением, рассчитанные при полноте сгорания топлива в турбине 0,995. Рассмотрено два варианта ТРД с изотермическим расширением: с параметрами цикла, как у ТРД с адиабатическим расширением, и с тягой и удельным расходом топлива на взлётном режиме, как у ТРД с адиабатическим расширением. Рис. 6 наглядно демонстрирует область целесообразного применения изотермического расширения в турбине ТРД. Независимо от высоты и скорости полёта применение последнего приводит к увеличению тяги двигателя  $P$ . С увеличением скорости полёта удельный расход топлива ТРД с изотермическим расширением становится меньше удельного расхода топлива ТРД с адиабатическим расширением.

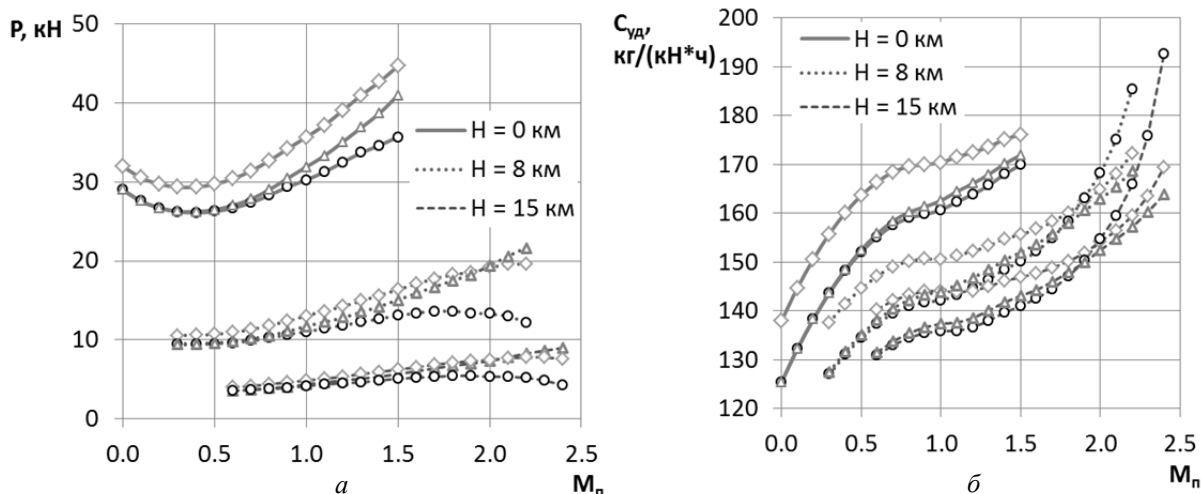


Рис. 6. Зависимость тяги (а) и удельного расхода топлива (б) ТРД от числа Маха и высоты полёта:

- – ТРД с адиабатическим расширением;
- ◇ – ТРД с изотермическим расширением и параметрами цикла, равными параметрам цикла ТРД с адиабатическим расширением (вариант 1);
- △ – ТРД с изотермическим расширением и тягой и удельным расходом топлива на взлётном режиме, как у ТРД с адиабатическим расширением (вариант 2)

На рис. 7 представлены аналогичные зависимости для ТРДД<sub>см</sub>. В данном случае тяга двигателя с изотермическим расширением также выше тяги двигателя с адиабатическим расширением независимо от высоты и скорости полёта. С ростом скорости полёта сокращается разница удельного расхода топлива ТРДД<sub>см</sub> с изотермическим и адиабатическим расширением, однако медленнее, чем для ТРД.

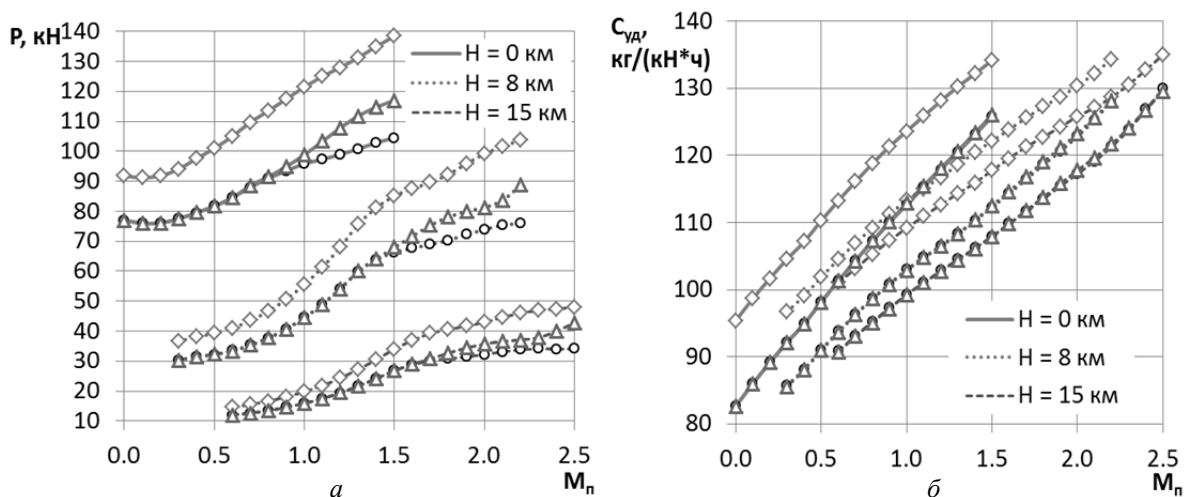


Рис. 7. Зависимость тяги (а) и удельного расхода топлива (б) ТРДД<sub>см</sub> от числа Маха и высоты полёта:

- – ТРДД<sub>см</sub> с адиабатическим расширением;
- ◇ – ТРДД<sub>см</sub> с изотермическим расширением и параметрами цикла, равными параметрам цикла ТРДД<sub>см</sub> с адиабатическим расширением (вариант 1);
- △ – ТРДД<sub>см</sub> с изотермическим расширением и тягой и удельным расходом топлива на взлётном режиме, как у ТРДД<sub>см</sub> с адиабатическим расширением (вариант 2)



В табл. 2 приведена относительная разница тяги и удельного расхода топлива рассмотренных ГТД с изотермическим и адиабатическим расширением на некоторых режимах полёта.

Таблица 2. Относительная разница тяги и удельного расхода топлива ГТД с изотермическим и адиабатическим расширением

Режим полёта	ТРД				ТРДД <sub>см</sub>			
	Вариант1		Вариант 2		Вариант1		Вариант 2	
	$\delta P, \%$	$\delta C_{уд}, \%$	$\delta P, \%$	$\delta C_{уд}, \%$	$\delta P, \%$	$\delta C_{уд}, \%$	$\delta P, \%$	$\delta C_{уд}, \%$
$M_{п} = 0; H_{п} = 0$ км	10,2	10,0	0,0	0,0	19,2	15,5	0,0	0,0
$M_{п} = 2,2; H_{п} = 8$ км	60,7	-7,1	77,1	-9,1	36,6	4,8	16,9	-0,1
$M_{п} = 2,4; H_{п} = 15$ км	78,9	-12,1	112,3	-15,0	40,8	3,9	25,5	-0,3

Выполненный сравнительный анализ ВСХ ГТД различных схем с адиабатическим и изотермическим расширением позволил выявить область целесообразного применения изотермического расширения в ГТД и основные достоинства в сравнении с ГТД с адиабатическим расширением в турбине:

- изотермическое расширение в турбине ГТД тем эффективнее, чем выше степень повышения давления в компрессоре и ниже степень двухконтурности;

- при организации изотермического расширения в турбине можно обеспечить удельный расход топлива и тягу ГТД при меньшей на 10-12 % температуре газа перед турбиной в сравнении с ГТД с адиабатическим расширением. В случае ТРДД<sub>см</sub> при этом максимально возможная температура газа на входе в рабочее колесо ТВД выше, чем при адиабатическом расширении; обеспечение меньшей максимально возможной температуры возможно ценой увеличения удельного расхода топлива;

- при температуре газа перед турбиной, как при адиабатическом расширении, ГТД с изотермическим расширением в турбине обладает большей удельной тягой. Следовательно для получения требуемой тяги необходим меньший расход воздуха и соответственно меньшие диаметральные размеры двигателя;

- независимо от схемы ГТД изотермическое расширение в турбине при тех же параметрах цикла и расходе воздуха даёт выигрыш в тяге (в рассмотренных случаях до 20 % на взлётном режиме);

- преимущество ГТД с изотермическим расширением увеличивается с увеличением скорости полёта. Например для ТРД, у которого параметры цикла на взлётном режиме равны параметрам цикла ТРД с адиабатическим расширением на режиме  $M_{п} = 2,4, H_{п} = 15$  км, выигрыш в тяге составляет 112,3 %, а удельный расход топлива на 15% при этом ниже, чем у ТРД с адиабатическим расширением.

Полученные результаты подтверждают эффективность применения изотермического расширения как способа совершенствования термодинамического цикла ТРД и ТРДД<sub>см</sub> с малой степенью двухконтурности, в особенности для самолётов со сверхзвуковой скоростью полёта.

Следует отметить, что в наземных ГТД изотермическое расширение в турбине как способ достижения требуемой мощности при меньшей температуре газа может применяться для снижения уровня эмиссии.

Для перспективных двигателей усложнение термодинамического цикла за счёт изотермического расширения в турбине может служить альтернативой циклу ГТД с адиабатическим расширением, поскольку температура газа перед турбиной ограничена.

### Библиографический список

1. Скибин В.А., Солонин В.И., Палкин В.А. Работы ведущих авиадвигателестроительных компаний в обеспечение создания перспективных авиационных двигателей (аналитический обзор). М.: Центральный институт авиационного моторостроения, 2010. 673 с.
2. Мураева М.А., Горюнов И.М., Харитонов В.Ф. Цикл ГТД с изотермическим расширением в турбине // Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета. 2015. Т. 19, № 2 (68). С. 111-118.
3. Мураева М.А., Горюнов И.М., Харитонов В.Ф. Термодинамические основы изотермического расширения и методика расчёта турбины ГТД с изотермическим расширением // Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета. 2015. Т. 19, № 3 (69). С. 111-118.
4. Thornburg H., Sekar B., Zelina J., Greenwood R. Numerical study of an inter-turbine burner concept with curved radial vane // 45th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit. Reno, Nevada, 2007. DOI: 10.2514/6.2007-649

### IMPROVEMENT OF GAS TURBINE ENGINES DUE TO ISOTHERMAL EXPANSION IN THE TURBINE

© 2017

**M. A. Muraeva** Postgraduate Student of the Department of Aircraft Engines;  
Ufa State Aviation Technical University, Ufa, Russian Federation;  
[marija\\_muraeva@rambler.ru](mailto:marija_muraeva@rambler.ru)

**I. M. Gorjunov** Doctor of Science (Engineering), Professor, Professor of the Department of Aircraft Engines;  
Ufa State Aviation Technical University, Ufa, Russian Federation;  
[gorjunov@mail.ru](mailto:gorjunov@mail.ru)

The article presents the results of the study of application of isothermal expansion in the turbine of gas turbine engines as a way of improving the thermodynamic cycle. We present equations of work and ideal cycle efficiency of a gas turbine engine with isothermal expansion in the turbine. We performed a comparative analysis of the cycle under consideration and the traditional cycle of a gas turbine engine with adiabatic expansion on the basis of the equations mentioned above. In order to carry out a thermodynamic study of real isothermal expansion in the turbine of a gas turbine engine on the basis of 3D numerical simulation we examined the turbine characteristics and determined corrections of an adiabatic- expansion turbine characteristics for isothermal expansion. By using the obtained correction data and characteristics, on the basis of the method formed, we investigated the use of isothermal expansion in gas turbine engines of various schemes based on thermodynamic calculation at a set point and calculation of altitude-speed performance. The studies prove the efficiency of using isothermal expansion as a way of improving the thermodynamic cycle of turbojet engines and turbofan engines with a low-bypass ratio, in particular with reference to supersonic military and civil aircraft.

*Gas turbine engine; thermodynamic cycle; isothermal expansion in turbine.*

---

**Citation:** Muraeva M.A., Gorjunov I.M. Improvement of gas turbine engines due to isothermal expansion in the turbine. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2017. V. 16, no. 1. P. 51-61.  
DOI: 10.18287/2541-7533-2017-16-1-51-61

### References

1. Skibin V.A., Solonin V.I., Palkin V.A. *Raboty vedushchikh aviadvigatelestroitel'nykh kompaniy v obespechenie sozdaniya perspektivnykh aviatsionnykh dvigateley (analiticheskiy obzor)* [Works of leading aircraft-engine makers for the purpose of producing advanced air-

craft engines (analytical review)]. Moscow: Central Institute of Aviation Motors Publ., 2010. 673 p.

2. Muraeva M.A., Gorjunov I.M., Kharitonov V.F. GTE (gas turbine engine) cycle with isothermal expansion in turbine. *Vestnik UGATU*. 2015. V. 19, no. 2 (68). P. 111-118. (In Russ.)

3. Muraeva M.A., Gorjunov I.M., Kharitonov V.F. Thermodynamic foundations of isothermal expansion and methods of turbine GTE (gas turbine engine) calculation with isothermal expansion. *Vestnik UGATU*. 2015. V. 19, no. 3 (69). P. 111-118. (In Russ.)

4. Thornburg H., Sekar B., Zelina J., Greenwood R. Numerical study of an inter-turbine burner concept with curved radial vane. *45th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit*. Reno, Nevada, 2007. DOI: 10.2514/6.2007-649

## ЧАСТОТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОАКСИАЛЬНОГО ГАЗОВОГО ДЕМПФЕРА ДЛЯ ТОПЛИВНОЙ МАГИСТРАЛИ РАКЕТЫ-НОСИТЕЛЯ

© 2017

**Д. А. Одинокоев** аспирант кафедры автоматических систем энергетических установок;  
Самарский национальный исследовательский университет  
имени академика С.П. Королёва;  
[deo @rambler.ru](mailto:deo@rambler.ru)

**А. Г. Гимадиев** доктор технических наук, профессор кафедры автоматических систем энергетических установок;  
Самарский национальный исследовательский университет  
имени академика С.П. Королёва;  
[gimadiev\\_ag@mail.ru](mailto:gimadiev_ag@mail.ru)

При разработке и эксплуатации ракеты-носителя (РН) важно обеспечить её устойчивость по отношению к продольным колебаниям корпуса (продольную устойчивость) при всех возможных возмущающих воздействиях. Известно, что одним из эффективных способов обеспечения продольной устойчивости РН является применение газовых демпферов-аккумуляторов, устанавливаемых в топливоподающей магистрали на входе в двигатель. Демпфер создаёт в магистрали дополнительную податливость и позволяет тем самым исключить совпадение собственной частоты колебаний давления жидкости в топливной магистрали с собственными частотами колебаний корпуса РН, что является необходимым условием для обеспечения продольной устойчивости. В работе с использованием уравнения состояния идеального газа для случая адиабатического процесса и уравнений Бернулли и Сен-Венана–Ванцеля разработана нелинейная математическая модель коаксиального газового демпфера. Математическая модель использована для расчёта частотных характеристик демпфера в виде входной акустической проводимости. Полученные результаты позволяют учитывать вклад проходных сечений дросселей в работу демпфера на стадии проектирования, а также выбирать его параметры при моделировании процессов в составе топливных магистралей при решении задачи обеспечения продольной устойчивости РН.

*Ракета-носитель; продольная устойчивость; топливная магистраль; газовый демпфер; математическая модель; Delphi; акустическая проводимость; частотные характеристики.*

---

*Цитирование:* Одинокоев Д.А., Гимадиев А.Г. Частотные характеристики коаксиального газового демпфера для топливной магистрали ракеты-носителя // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2017. Т. 16, № 1. С. 62-74. DOI: 10.18287/2541-7533-2017-16-1-62-74

### Введение

В задачи экспериментальной отработки демпферов продольной устойчивости РН входит снятие амплитудно-фазовых частотных характеристик демпфера в условиях, максимально приближенных к штатным. Возможны два варианта испытаний демпфера при экспериментальной отработке: в составе топливной магистрали и обособленно от неё.

В первом варианте экспериментальная установка включает в себя бак с компонентом, расходную магистраль с демпфером и пульсатор, имитирующий пульсации давления, близкие ожидаемым. При этом могут быть использованы натурные крупномасштабные топливные баки или модельные магистрали питания [1]. Такой эксперимент позволяет непосредственно получить частотную характеристику топливной магистрали с демпфером. Однако создание такой установки сопряжено с большими трудностями (длина топливной магистрали может превышать 10 м и сопоставимую высоту имеет натуральный топливный бак) и требует соответствующих материальных затрат. Ис-

пользование же конструктивно-подобных уменьшенных моделей связано с трудностями при разработке и изготовлении самих этих моделей. Кроме того, на частотные характеристики топливной магистрали в полёте существенное влияние оказывает работающий ракетный двигатель, что трудно учесть при отработке демпфера на стенде. Влияние двигателя связано прежде всего с наличием кавитационных каверн на входе в турбонасосный агрегат, а также с влиянием собственных амплитудно-фазовых частотных характеристик двигателя по каналу «давление – расход компонента».

Во втором варианте есть возможность обойтись значительно меньшей по размеру и мощности экспериментальной установкой, которая позволит получить частотные характеристики демпфера, обособленного от топливной магистрали. При таком подходе полагается, что частотные характеристики топливной магистрали с достаточной точностью могут быть получены расчётным путём, например, как это сделано в [2;3]. Соответствие результатов расчёта фактическим характеристикам тем точнее, чем проще геометрия топливных магистралей. В [4] отмечается, что частотные характеристики демпфера полностью описываются его входной акустической проводимостью – отношением комплексных амплитуд установившихся колебаний расхода к комплексным амплитудам колебаний давления жидкости на его входе в рассматриваемом частотном диапазоне. Вместо акустической проводимости может использоваться обратная ей величина – входной импеданс демпфера. Входная акустическая проводимость характеризует податливость демпфера при различных частотах колебаний. В той же статье [4] приведена математическая модель демпфера с упругим разделителем газовой и жидкостной полостей в виде металлического сиффона и рассчитана его входная акустическая проводимость. Особенность применения вероятностного подхода при проектировании демпфера с сиффонным разделителем и ампулизированной газовой полостью для РН Antares рассмотрены в [5].

Целью настоящей статьи являются разработка математической модели и исследование входной проводимости коаксиального газового демпфера, в конструкции которого отсутствует сиффонный разделитель между газовой и жидкостной полостями (рис. 1). Ввиду отсутствия в конструкции подвижных механических частей такой демпфер обладает большей надёжностью и низкой стоимостью изготовления, но имеет и недостатки, связанные с необходимостью исключения прорыва газа из газовой полости в топливоподающую магистраль в процессе полёта РН. Несмотря на отмеченный недостаток, коаксиальный демпфер может успешно применяться для обеспечения продольной устойчивости РН.

Анализ возможных схем системы продувки коаксиального демпфера на РН Arges I показан в [6]. В [7] приведена схема газового демпфера без разделителя и на основе [2] предложена упрощённая нелинейная математическая модель его работы. Нелинейность модели обусловлена предположением о том, что параметры газа меняются согласно адиабатическому закону. Обозначенная в [7] нелинейность не является единственной в демпфере. Нелинейными зависимостями также характеризуются течения жидкости и газа через проходные сечения демпфера. К ним относятся отверстия в поясе перфорации, дренажные отверстия и дроссельное отверстие системы продувки. Приведённые конструктивные элементы и геометрическая форма газожидкостной полости непосредственно влияют на работу демпфера и поэтому их необходимо учитывать при составлении математической модели.

### Математическая модель

Рассмотрим принципиальную схему газового демпфера (рис. 1).

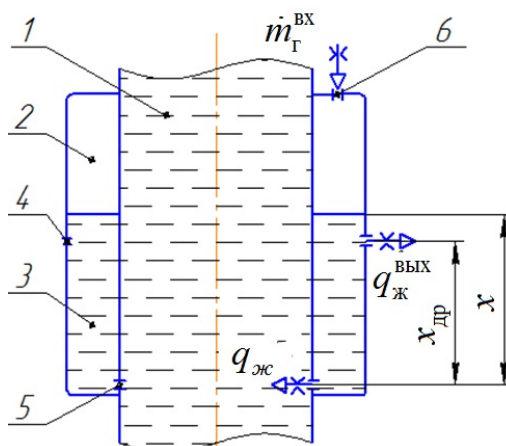


Рис. 1. Принципиальная схема коаксиального газового демпфера:

1 – топливоподающая магистраль; 2 – газовая полость демпфера; 3 – жидкостная полость демпфера; 4 – дренажные отверстия; 5 – пояс перфорации; 6 – дроссель

Его корпус представляет собой закрытый с торцов участок коаксиальной трубы, установленной в топливоподающей магистрали 1. Корпус демпфера совместно со стенкой трубы образует замкнутый объём, содержащий газовую полость 2 и жидкостную полость 3. Жидкостная полость сообщается с топливоподающей магистралью через пояс перфорации 5, представляющий собой один или несколько рядов отверстий в стенке трубы. Через дренажные отверстия 4 непрерывно осуществляется дренаж жидкости и/или газа в зависимости от уровня жидкости в демпфере. Через дроссель 6 осуществляется непрерывная подача газа в газовую полость демпфера.

Параметры газа в газовой полости демпфера связаны уравнением:

$$p_g = \rho_g R T_g, \quad (1)$$

где  $p_g$  – давление, Па;  $\rho_g$  – плотность, кг/м<sup>3</sup>;  $R$  – газовая постоянная, Дж/(кг К);  $T_g$  – температура, К. Далее по тексту индекс «г» характеризует принадлежность параметра к газу, индекс «ж» – к жидкости.

Аналогично [2] принимается допущение, что изменение давления в газовой полости протекает по адиабатному закону:

$$\frac{p_g}{\rho_g^k} = \text{const}, \quad (2)$$

где  $k$  – показатель адиабаты.

Продифференцировав уравнение адиабаты (2) и преобразовав полученное выражение, получим

$$p_g = \frac{\rho}{k \dot{\rho}_g} \dot{p}_g. \quad (3)$$

Подставив (3) в (1) и преобразовав полученную зависимость, будем иметь:

$$\dot{p}_g = k R T_g \dot{\rho}_g. \quad (4)$$

Продифференцировав зависимость для плотности газа, получим выражение

$$\dot{\rho}_r = \frac{\dot{m}_r V_r - m_r \dot{V}_r}{V_r^2},$$

где  $m_r$  – масса газа, кг;  $V_r$  – объём газа, м<sup>3</sup>.

Подставив последнее равенство в (3), получим:

$$\dot{p}_r = \frac{kRT_r}{V_r} \left( \dot{m}_r - m_r \frac{\dot{V}_r}{V_r} \right). \quad (5)$$

Изменение массы газа в газовой полости определяется из соотношения

$$\dot{m}_r = \dot{m}_r^{\text{BX}} - \dot{m}_r^{\text{ВЫХ}}, \quad (6)$$

где  $\dot{m}_r^{\text{BX}}$  – массовый расход газа, поданный через дроссель *б* (рис. 1), кг/с;  $\dot{m}_r^{\text{ВЫХ}}$  – массовый расход газа, дренируемый из газовой полости через отверстия *4* (рис. 1), кг/с.

Непрерывная подача газа через дроссель *б* осуществляется в закритической области перепада давления на нём. В этом случае расход  $\dot{m}_r^{\text{BX}}$  определяется по формуле

$$\dot{m}_r^{\text{BX}} = \mu_r^{\text{BX}} F_{\text{пит}} p_{\text{пит}} \sqrt{\frac{k}{RT_r}} \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}, \quad (7)$$

где  $\mu_r^{\text{BX}}$  – коэффициент расхода;  $F_{\text{пит}}$  – площадь отверстия дросселя питания, м<sup>2</sup>;  $p_{\text{пит}} = \text{const}$  – давление газа в системе подачи, Па.

Дренаж газа из полости демпфера происходит в том случае, когда уровень жидкости находится ниже уровня дренажного отверстия. Массовый расход газа через дренажные отверстия *4* определяется соотношением Сен-Венана – Ванцеля

$$\dot{m}_r^{\text{ВЫХ}} = \mu_r^{\text{ВЫХ}} N_{\text{др}} F_{\text{др}} p_r u_r. \quad (8)$$

Здесь

$$u_r = \begin{cases} \sqrt{\frac{2}{RT_r} \frac{k}{k-1} \left[ \left( \frac{p_\infty}{p_r} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{p_\infty}{p_r} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} & \text{при } \frac{p_r}{p_\infty} < \beta_{\text{кр}} \text{ и } x < x_{\text{др}} + r_{\text{др}}; \\ \sqrt{\frac{k}{RT_r}} \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} & \text{при } \frac{p_r}{p_\infty} \geq \beta_{\text{кр}} \text{ и } x < x_{\text{др}} + r_{\text{др}}; \\ 0 & \text{при } x \geq x_{\text{др}} + r_{\text{др}}, \end{cases}$$

$\mu_{\Gamma}^{\text{вых}}$  – коэффициент расхода;  $N_{\text{др}}$  – число дренажных отверстий;  $F_{\text{др}}$  – площадь дренажных отверстий, м<sup>2</sup>;  $x$  – уровень жидкости в демпфере, м;  $x_{\text{др}}$  – абсцисса центра дренажного отверстия, м;  $r_{\text{др}}$  – радиус дренажного отверстия, м;  $p_{\infty}$  – давление окружающей среды, Па;  $\beta_{\text{кр}} = \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k}{k-1}}$  – критический перепад давления.

Топливная магистраль и демпфер сообщаются через пояс перфорации 5 (рис. 1). Объёмный расход жидкости через пояс перфорации определяется уравнением Бернулли

$$q_{\text{ж}} = \mu_{\text{ж}} N_0 F_0 \sqrt{\frac{2}{\rho_{\text{ж}}} |p_{\text{м}} - p_{\Gamma} - \rho_{\text{ж}} g x| \text{sign}(p_{\text{м}} - p_{\Gamma} - \rho_{\text{ж}} g x)}, \quad (9)$$

где  $\mu_{\text{ж}}$  – коэффициент расхода;  $N_0$  – число отверстий в поясе перфорации;  $F_0$  – площадь отверстия, м<sup>2</sup>;  $p_{\text{м}}$  – давление жидкости в топливоподающей магистрали, Па;  $\rho_{\text{ж}}$  – плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>;  $g = 9,81$  м<sup>2</sup>/с.

Дренаж жидкости из жидкостной полости демпфера происходит, когда уровень жидкости превышает уровень дренажных отверстий. Объёмный расход жидкости через дренажные отверстия по аналогии с (9) равен

$$q_{\text{ж}}^{\text{вых}} = \begin{cases} \mu_{\text{ж}}^{\text{вых}} F_{\text{др}} u_{\text{ж}} & \text{при } x > x_{\text{др}} - r_{\text{др}}; \\ 0 & \text{при } x < x_{\text{др}} - r_{\text{др}}, \end{cases} \quad (10)$$

где

$$u_{\text{ж}} = \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{\Gamma} + \rho_{\text{ж}} g (x - x_{\text{др}} - r_{\text{др}}) - p_{\infty})}.$$

Объём газожидкостной полости демпфера  $V_{\text{д}}$  складывается из объёма газовой  $V_{\Gamma}(x)$  и жидкостной  $V_{\text{ж}}(x)$  полостей:

$$V_{\text{д}} = V_{\Gamma}(x) + V_{\text{ж}}(x). \quad (11)$$

При  $V_{\text{д}} = \text{const}$  справедливо равенство

$$\dot{V}_{\Gamma} = -\dot{V}_{\text{ж}}. \quad (12)$$

Зависимость объёмов газовой и жидкостной полостей от уровня жидкости позволяет учитывать в расчётах геометрическую форму корпуса демпфера.

Соотношения (4) – (12), представляющие собой математическую модель коаксиального газового демпфера, позволяют в результате моделирования газогидродинамических процессов исследовать частотные характеристики с учётом геометрической формы, объёма газожидкостной полости и площадей проходных сечений дросселирующих элементов.



### Входная акустическая проводимость коаксиального демпфера

При изучении колебательных процессов в коаксиальном демпфере давление жидкости на входе в демпфер и объёмный расход выражаются соотношениями:  $p_m = p_{m0} + \bar{p}_m e^{j\omega t}$ ;  $q_{ж} = q_{ж0} + \bar{q}_{ж} e^{j\omega t}$ , где  $p_{m0}$ ,  $q_{ж0}$  – постоянные составляющие давления и расхода;  $\bar{p}_m = A e^{j\alpha}$ ,  $\bar{q}_{ж} = B e^{j\beta}$  – комплексные амплитуды колебаний давления и расхода;  $A$ ,  $\alpha$  – амплитуда и начальная фаза колебаний давления;  $B$ ,  $\beta$  – амплитуда и начальная фаза колебаний расхода;  $\omega$  – частота колебаний;  $t$  – время;  $j = \sqrt{-1}$ .

Входная акустическая проводимость определяется в виде отношения комплексных амплитуд расхода и давления

$$Y(\omega) = \frac{\bar{q}_{ж}}{\bar{p}_m} = M(\omega) e^{j\arg(\omega)},$$

где  $M(\omega) = \frac{B}{A}$ ,  $\arg(\omega) = \beta - \alpha$  – соответственно модуль и аргумент входной акустической проводимости демпфера.

Для выполнения расчёта и обработки результатов в среде Delphi 2007 разработана программа. Для интегрирования системы нелинейных дифференциальных уравнений в программе реализован метод Рунге-Кутты. Для вычисления входной акустической проводимости демпфера со стороны топливной магистрали задаются гармонические колебания давления и определяется расход жидкости через пояс перфорации. Так как система уравнений нелинейная, то установившиеся колебания расхода имеют вид полигармонического сигнала (рис. 2).

Обработка расчётных данных проводилась по основным гармоникам, совпадающим по частоте с частотой колебаний давления. При различных конструктивных параметрах была рассчитана входная акустическая проводимость на входе в демпфер (в сечении пояса перфорации).

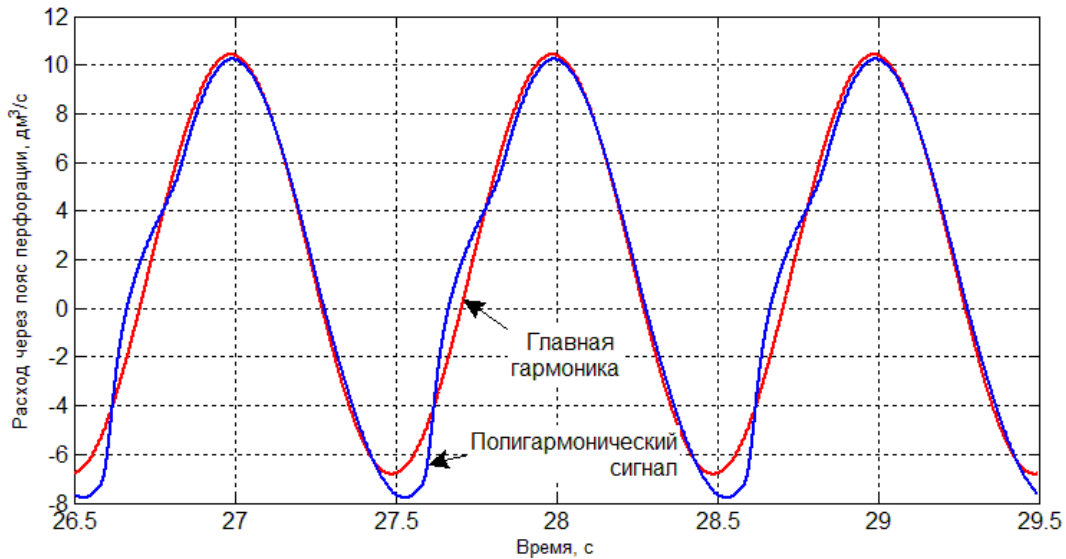


Рис. 2. Оциллограмма расхода жидкости через пояс перфорации демпфера

Расчёт проводился в частотном диапазоне от 0,5 до 30 Гц с шагом 0,5 Гц, шаг интегрирования  $10^{-5}$  с.

Моделирование выполнялось с использованием следующих номинальных параметров демпфера и рабочих сред:  $\rho_{ж}=1152$  кг/м<sup>3</sup>;  $k=1,67$ ;  $R=2077$  Дж/кг/К;  $T_r=90$  К;  $N=20$ ;  $F_0=3,15$  см<sup>2</sup>;  $x_{др}=0,5$  м;  $F_{др}=0,79$  см<sup>2</sup>;  $V_d=5 \cdot 10^{-2}x$  м<sup>3</sup>;  $0 \leq x \leq 1$  м;  $m_r^{вх}=2$  г/с.

Дренажное отверстие в демпфере полагалось единственным.

При увеличении амплитуды колебаний давления жидкости в топливной магистрали модуль входной акустической проводимости демпфера снижается (рис. 3). Это связано с тем, что пояс перфорации обладает ограниченной пропускной способностью, которая, начиная с некоторой амплитуды колебаний давления жидкости, возрастает слабо.

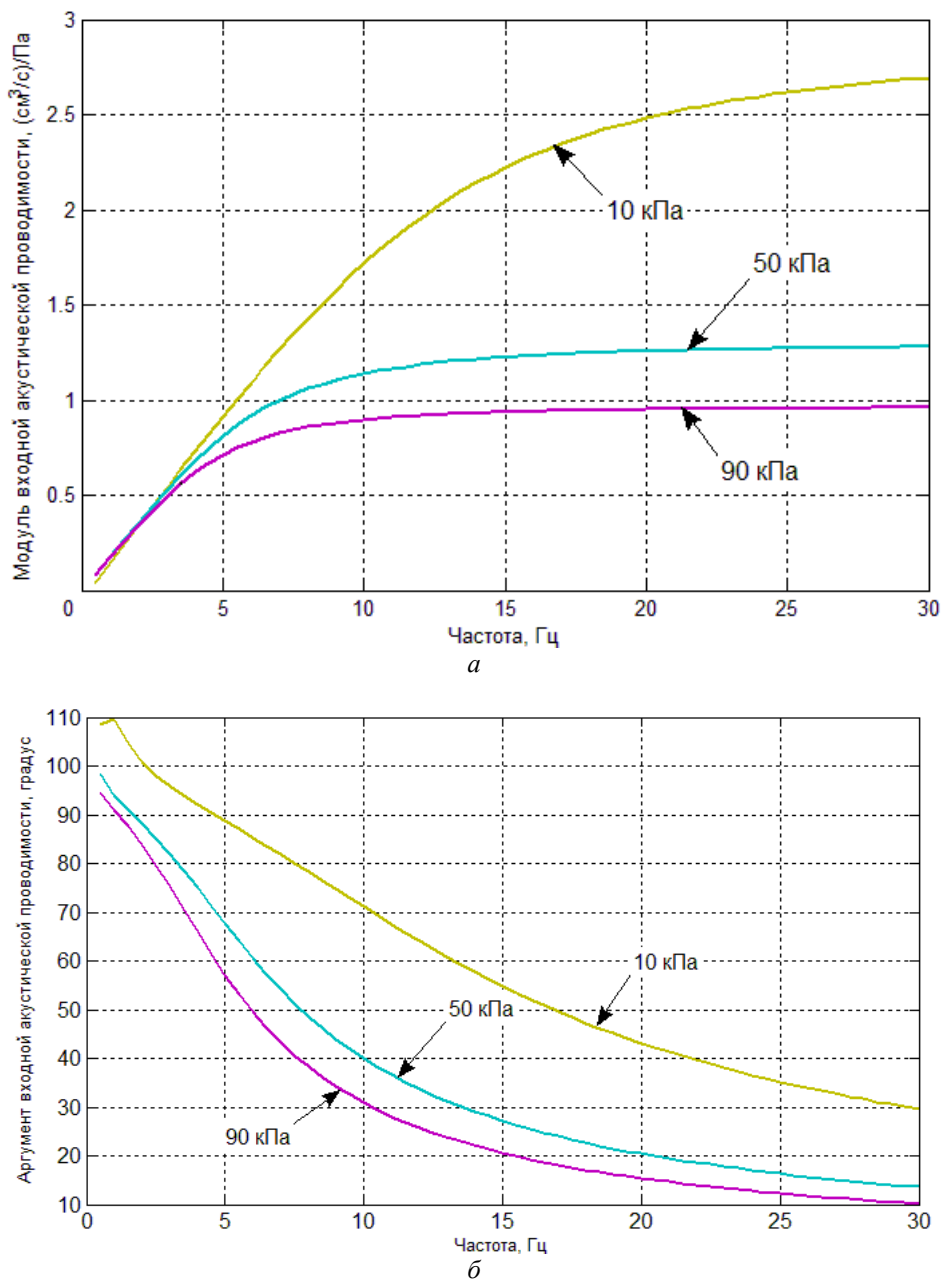


Рис. 3. Модуль (а) и аргумент (б) входной акустической проводимости демпфера при различных амплитудах колебаний давления в топливной магистрали

По этой же причине при увеличении количества отверстий с постоянной площадью проходных сечений в поясе перфорации податливость демпфера возрастает (рис. 4).

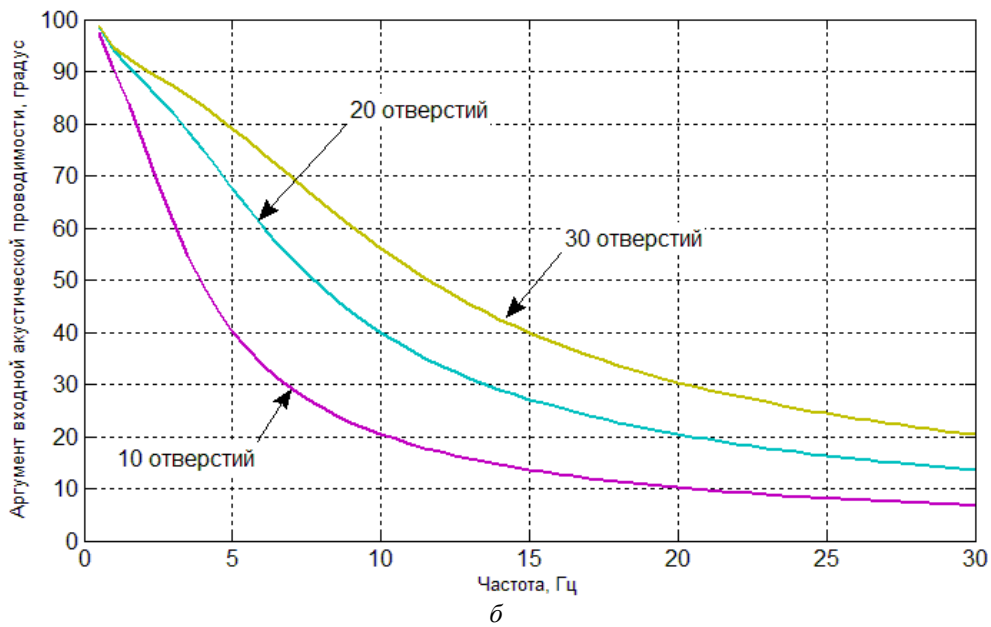
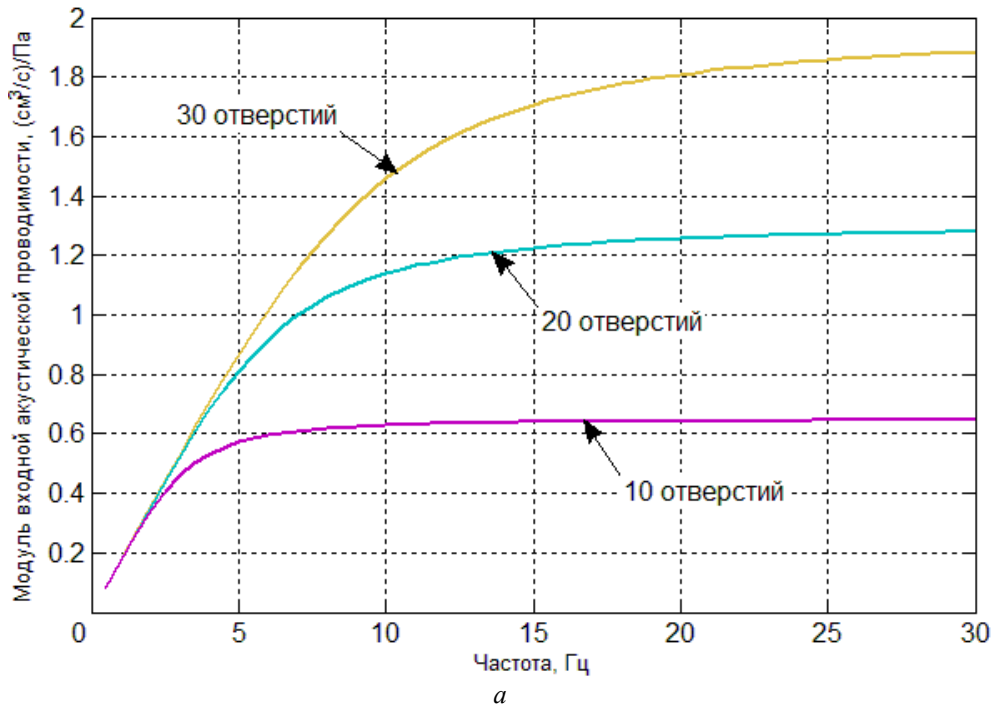
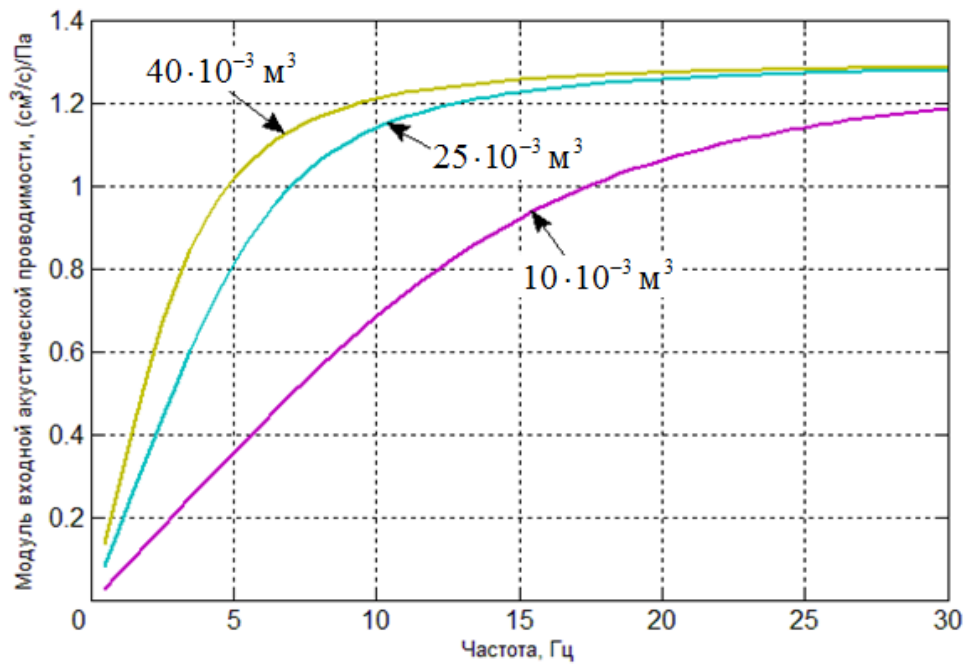
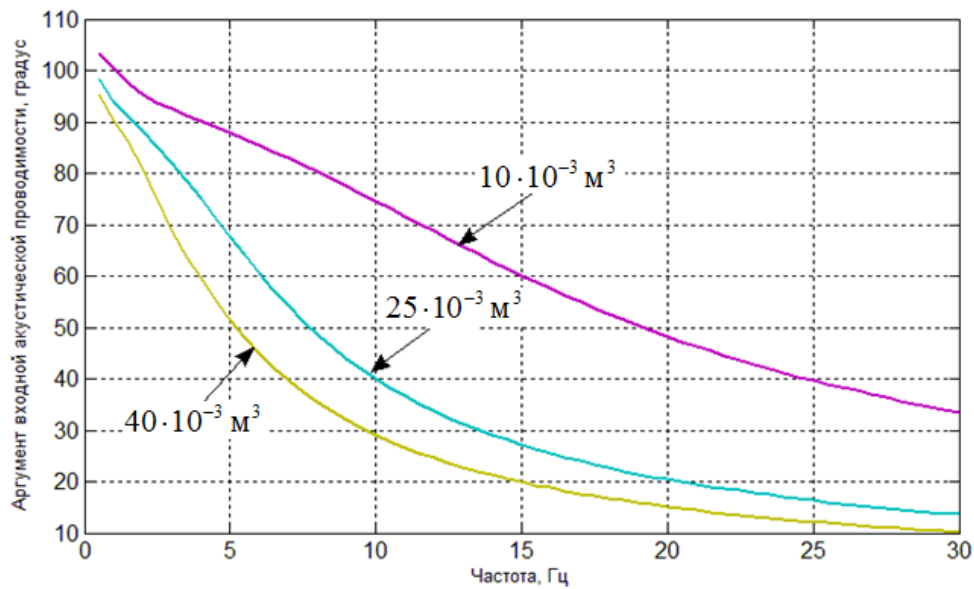


Рис. 4. Модуль (а) и аргумент (б) входной акустической проводимости коаксиального демпфера при различном количестве отверстий в поясе перфорации

Рис. 5 иллюстрирует, что разработанная модель адекватно отражает известное свойство газового демпфера, согласно которому его податливость тем выше, чем больше объём его газовой полости.



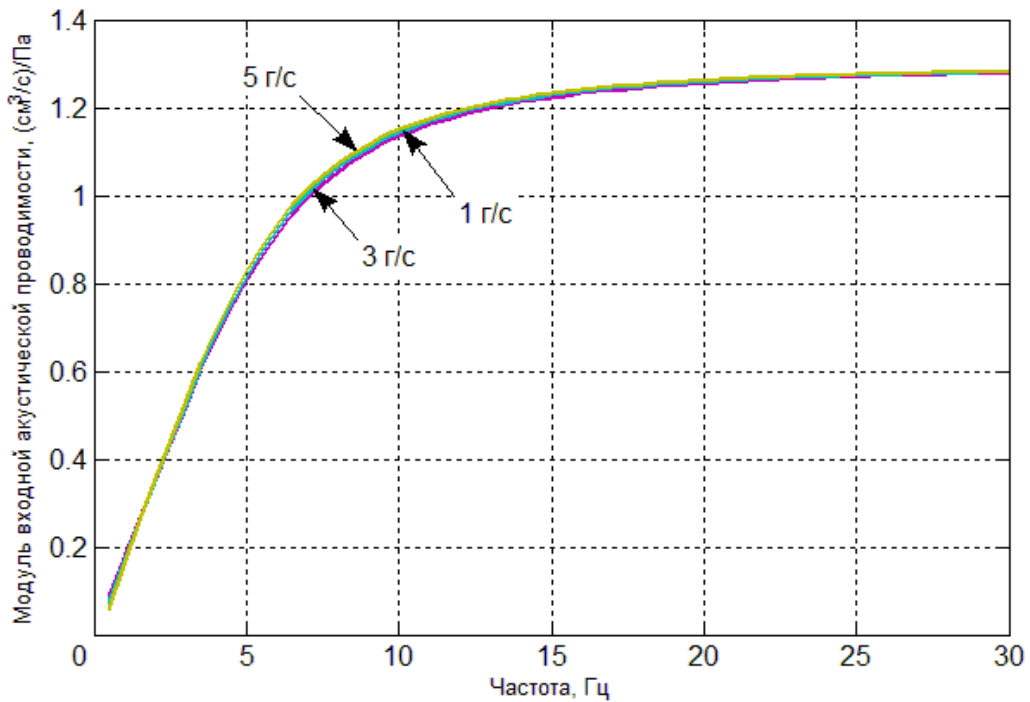
а



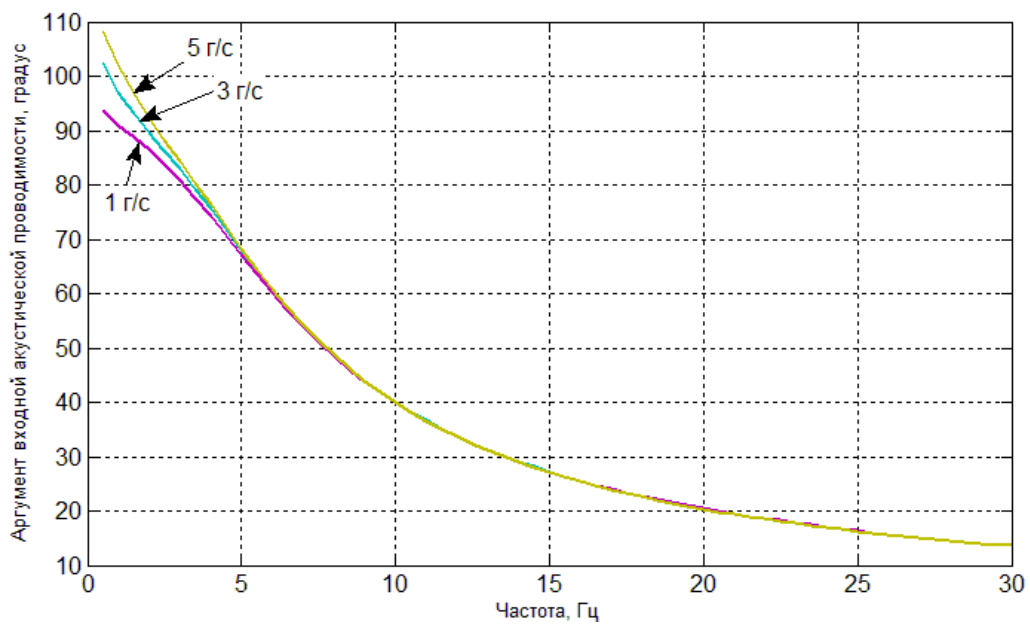
б

Рис. 5. Модуль (а) и аргумент (б) входной акустической проводимости коаксиального демпфера при различных объёмах газовой полости

При изменении массового расхода газа, подаваемого на продувку в газовую полость, податливость демпфера практически не изменяется (рис. 6).



a



б

Рис. 6. Модуль (а) и аргумент (б) входной акустической проводимости коаксиального демпфера при различном расходе газа на продувку

К аналогичному результату приводит и изменение диаметра дренажного отверстия (рис. 7).

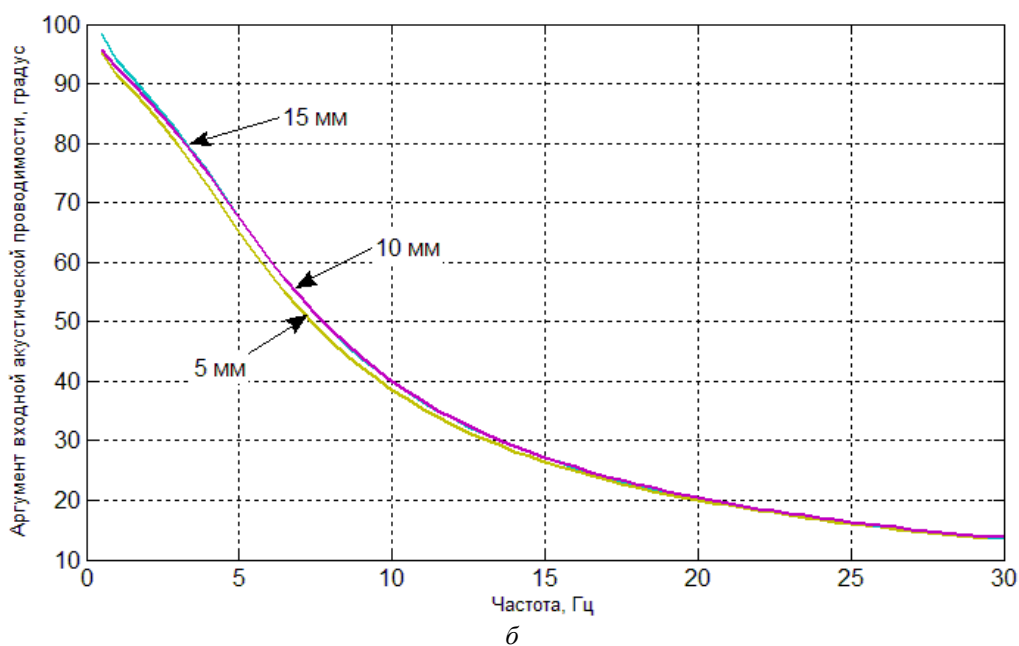
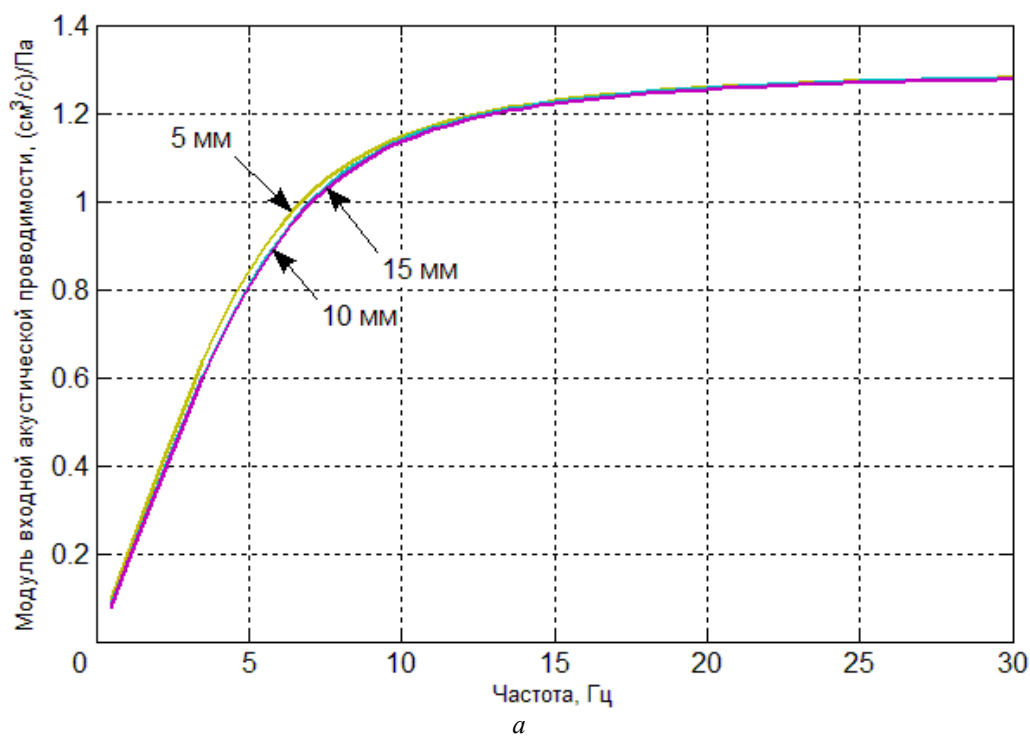


Рис. 7. Модуль (а) и аргумент (б) входной акустической проводимости коаксиального демпфера при различных диаметрах дренажного отверстия

Таким образом, входная акустическая проводимость демпфера определяется в основном объёмом его газовой полости и суммарной площадью отверстий в поясе перфорации. Дроссели, отвечающие за подачу газа на продувку газовой полости и дренаж, являются средствами поддержания постоянным среднего давления в газовой полости и

не оказывают существенного влияния на частотные характеристики демпфера. Важно отметить, что надёжность демпфера определяется не только величиной создаваемой им податливости, но и изменением уровня жидкости в газожидкостной полости во время переходных процессов в двигателе. Основное требование состоит в недопущении прорыва газа в топливную магистраль.

### Заключение

На основании уравнения состояния идеального газа для случая адиабатического процесса и уравнений Бернулли и Сен-Венана – Ванцеля разработана нелинейная математическая модель работы коаксиального газового демпфера-аккумулятора, учитывающая помимо объёма газовой полости течение жидкости и газа через его дросселирующие элементы. Показано, что частотные характеристики демпфера определяются в основном объёмом его газовой полости и суммарной площадью отверстий в поясе перфорации. Остальные параметры демпфера на его частотные характеристики влияют слабо.

Полученная модель позволяет:

- на стадии проектирования газового демпфера учитывать вклад геометрических параметров проходных сечений дросселирующих элементов в его работу, оценивать расход газа на продувку, расход жидкости в дренаж, уровень жидкости в демпфере;
- рассчитать частотную характеристику демпфера в виде входной акустической проводимости.

Результаты могут быть использованы:

- для выбора параметров демпфера для конкретной топливной магистрали РН с жидкостным ракетным двигателем;
- для оценки уровня жидкости в демпфере во время переходных процессов в двигателе.

### Библиографический список

1. Аджян А.П., Аким Э.Л., Алифанов О.М. Машиностроение. Энциклопедия. Т. IV-22. Кн. 1. Ракетно-космическая техника. М.: Машиностроение, 2012. 925 с.
2. Колесников К.С. Динамика ракет: учебник для вузов. М.: Машиностроение, 2003. 520 с.
3. Натанзон М.С. Продольные колебания жидкостной ракеты. М.: Машиностроение, 1977. 208 с.
4. Гимадиев А.Г., Одинокоев Д.А., Стадник Д.М., Грешняков П.И. Исследование характеристик газового демпфера для топливной магистрали ракеты-носителя // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета). 2015. Т. 14, № 1. С. 121-131. DOI: 10.18287/1998-6629-2015-14-1-121-131
5. Ransom D.L. Probabilistic Design Analysis of Bellows Type Pogo Accumulator // 18th AIAA Non-Deterministic Approaches Conference. San Diego, California, USA. DOI: 10.2514/6.2016-0682
6. Swanson L.A., Geil T.V. Design Analysis of the Ares I POGO Accumulator // 45th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit. Denver, Colorado. DOI: 10.2514/6.2009-4950
7. Филипковский С.В., Аврамов К.В., Пирог В.А., Тонконоженко А.М. Нелинейные продольные колебания топлива в трубопроводе ракеты с газожидкостным демпфером // Прикладная гидромеханика. 2014. Т. 16, № 2. С. 76-83.

## FREQUENCY CHARACTERISTICS OF A COAXIAL GAS DAMPER FOR BOOSTER FEED LINE

© 2017

**D. A. Odinokov** postgraduate student of the Department of Power Plant Automatic Systems; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; [deo\\_@rambler.ru](mailto:deo_@rambler.ru)

**A. G. Gimadiyev** Doctor of Science (Engineering), Professor of the Department of Power Plant Automatic Systems; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; [gimadiev\\_ag@mail.ru](mailto:gimadiev_ag@mail.ru)

In development and maintenance of liquid rockets it is essential to ensure its stability in relation to longitudinal oscillations of the body (longitudinal stability, pogo effect) for all possible disturbances. It is known that one of the most effective ways to ensure the longitudinal stability is to use gas dampers-accumulators installed in the feed line at the engine inlet. The damper in the feed line produces additional compliance, thus making it possible to eliminate the coincidence of the fundamental natural frequency of the pressure fluctuations in the feed line and the natural frequencies of the rocket body, which is necessary for providing the longitudinal stability. The damper parameters are selected on the basis of mathematical modeling and experimental data. In this paper, a nonlinear mathematical model of a coaxial gas damper is developed with the use of the ideal-gas law equation for an adiabatic process and the Bernoulli and Saint-Venant – Vantsel equations. The mathematical model is used to calculate the frequency characteristics of the damper in the form of input acoustic conductance. The results obtained make it possible to take into account the contribution of passage sections of the throttles to the performance of the damper at the design stage, as well as to select its parameters in simulating processes in the feed lines to solve the longitudinal stability problem.

*Booster; longitudinal stability; feed line; gas damper; mathematical model; Delphi; acoustic conductance; frequency characteristics.*

---

*Citation:* Odinokov D.A., Gimadiyev A.G. Frequency characteristics of a coaxial gas damper for booster feed line. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2017. V. 16, no. 1. P. 62-74.  
DOI: 10.18287/2541-7533-2017-16-1-62-74

### References

1. Adzhyan A.P., Akim E.L., Alifanov O.M. *Mashinostroenie. Entsiklopediya. T. IV-22. Kn. 1. Raketno-kosmicheskaya tekhnika* [Mechanical engineering. Encyclopedia. V. IV-22. Book 1. Space-rocket engineering]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 2012. 925 p.
2. Kolesnikov K.S. *Dinamika raket: uchebnik dlya vuzov* [Rocket dynamics: manual for higher education institutions]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 2003. 520 p.
3. Natanzon M.S. *Prodol'nye kolebaniya zhidkostnoy rakety* [Longitudinal oscillations of a liquid propellant rocket]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1977. 208 p.
4. Gimadiev A.G., Odinokov D.A., Stadnik D.M., Greshnyakov P.I. Study of characteristics of the launch vehicle fuel line gas damper. *Vestnik of the Samara State Aerospace University*. 2015. V. 14, no. 1. P. 121-131. (In Russ.) DOI: 10.18287/1998-6629-2015-14-1-121-131
5. Ransom D.L. Probabilistic Design Analysis of Bellows Type Pogo Accumulator. *18th AIAA Non-Deterministic Approaches Conference*. San Diego, California, USA. DOI: 10.2514/6.2016-0682
6. Swanson L.A., Geil T.V. Design Analysis of the Ares I POGO Accumulator. *45th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit*. Denver, Colorado. DOI: 10.2514/6.2009-4950
7. Filipkovsky S.V., Avramov K.V., Pirog V.A., Tonkonozhenko A.M. Nonlinear longitudinal oscillations of fuel in the pipeline of liquid rocket engine with a gas-liquid damper. *Applied hydromechanics*. 2014. V. 16, no. 2. P. 76-83. (In Russ.)



## ДИНАМИКА СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ РАСХОДА ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ С МАЛОШУМНЫМ РЕГУЛИРУЮЩИМ ОРГАНОМ

© 2017

**Э. Г. Берестовицкий** доктор технических наук, старший научный сотрудник, главный акустик; концерн «НПО «Аврора», Санкт-Петербург; [berest40@mail.ru](mailto:berest40@mail.ru)

**П. И. Кизилов** инженер Центра разработки и испытаний электрогидравлической аппаратуры; концерн «НПО «Аврора», Санкт-Петербург; [mail@avrorasystems.com](mailto:mail@avrorasystems.com)

**А. Н. Крючков** доктор технических наук, профессор кафедры автоматических систем энергетических установок; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; [kan@ssau.ru](mailto:kan@ssau.ru)

**Н. В. Пялов** кандидат технических наук, начальник Центра разработки и испытаний электрогидравлической аппаратуры; концерн «НПО «Аврора», Санкт-Петербург; [afx7cu@mail.ru](mailto:afx7cu@mail.ru)

Представлены результаты моделирования системы регулирования расхода питательной воды. Система содержит два регулирующих органа – питательный клапан с электрогидравлическим управлением, обеспечивающий регулирование расхода и дроссельный клапан с гидромеханическим управлением, который обеспечивает поддержание постоянного перепада давления на питательном клапане. Клапаны содержат перфорированную – клетковую – проточную часть, позволяющую снизить уровни вибрации и гидродинамического шума, что обуславливает необходимость проведения проверки динамических характеристик системы. На основе уравнений динамики электрогидравлического преобразователя, измерителя перепада давления, сервопривода и проточных частей была разработана модель с использованием Matlab Simulink. Моделирование динамических процессов, вызванных различными управляющими и возмущающими воздействиями, показало обеспечение системой предъявляемых к ней требований.

*Система регулирования расхода; электромеханический преобразователь; клетковая проточная часть.*

---

**Цитирование:** Берестовицкий Э.Г., Кизилов П.И., Крючков А.Н., Пялов Н.В. Динамика системы регулирования расхода питательной воды с малошумным регулирующим органом // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2017. Т. 16, № 1. С. 75-86. DOI: 10.18287/2541-7533-2017-16-1-75-86

### Введение

При проектировании систем управления, предназначенных для регулирования расхода различных сред, большое внимание уделяется обеспечению малошумности регулирующих органов и предъявляются повышенные требования к уровню вибрации и пульсациям давления, передаваемым по среде. Для снижения уровней вибрации и шума достаточно успешно применяются клапаны клетковой конструкции, проточная часть которых представляет собой набор отверстий. Форма расходной характеристики подобных регулирующих органов определяется расположением отверстий дроссельного участка проточной части. Очевидно расходная характеристика такого вида клапанов не может быть строго линейной. Рост площади проточной части с перемещением штока, открывающего отверстия при различных вариантах расположения отверстий, приведён на рис. 1.

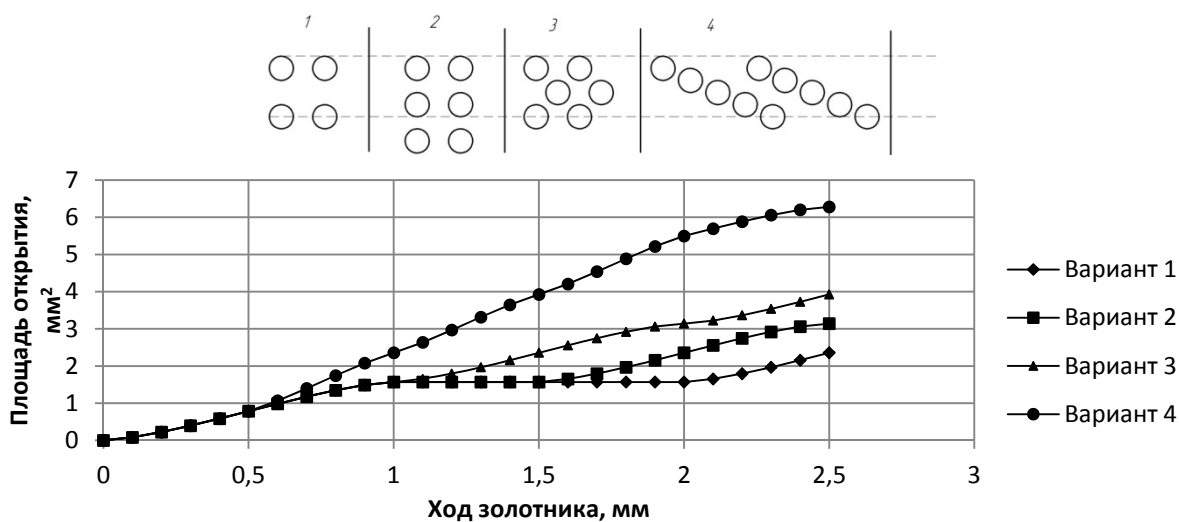


Рис. 1. Рост площади открытия клеткового клапана в зависимости от положения штока

При проектировании регулирующих органов системы был выбран четвёртый вариант расположения отверстий. Однако независимо от степени линейности расходной характеристики, учитывая новизну проточной части, динамические свойства системы в составе клапанной сборки требуют проверки. Поэтому была составлена математическая модель регулирующих органов и по разработанной модели произведено моделирование системы клапанов в среде Matlab Simulink.

К системе предъявляются требования обеспечения скорости изменения расхода от минимального до номинального за время не более 10 с, восстановления расхода при изменении перепада давления на клапанной сборке за время не более 2 с, отсутствия автоколебаний.

### Описание системы и элементов модели

Система управления содержит два регулирующих органа – питательный клапан с электрогидравлическим управлением, осуществляющий регулирование расхода, и дроссельный – с гидромеханическим управлением, осуществляющий поддержание постоянного перепада давления на питательном клапане, что позволяет значительно упростить процесс регулирования расхода. Управление дроссельным клапаном производится посредством сильфонного измерителя, создающего перепад давлений на сервомоторе в зависимости от перепада давления на дросселирующем участке питательного клапана, что позволяет считать закон изменения расхода питательной воды в зависимости от открытия питательного клапана линейным. На рис. 2 приведена укрупнённая схема системы регулирования расхода, где ЭМП – электромеханический преобразователь, УСТ – усилитель со струйной трубкой, ПЧ – проточная часть.

Электрогидравлический преобразователь (ЭГП), управляющий питательным клапаном, состоит из поляризованного электромеханического преобразователя с поляризацией постоянными магнитами и струйного гидравлического усилителя. Измеритель перепада давления состоит из собственно упругого сильфонного измерителя и аналогового усилителя ЭГП струйного усилителя.

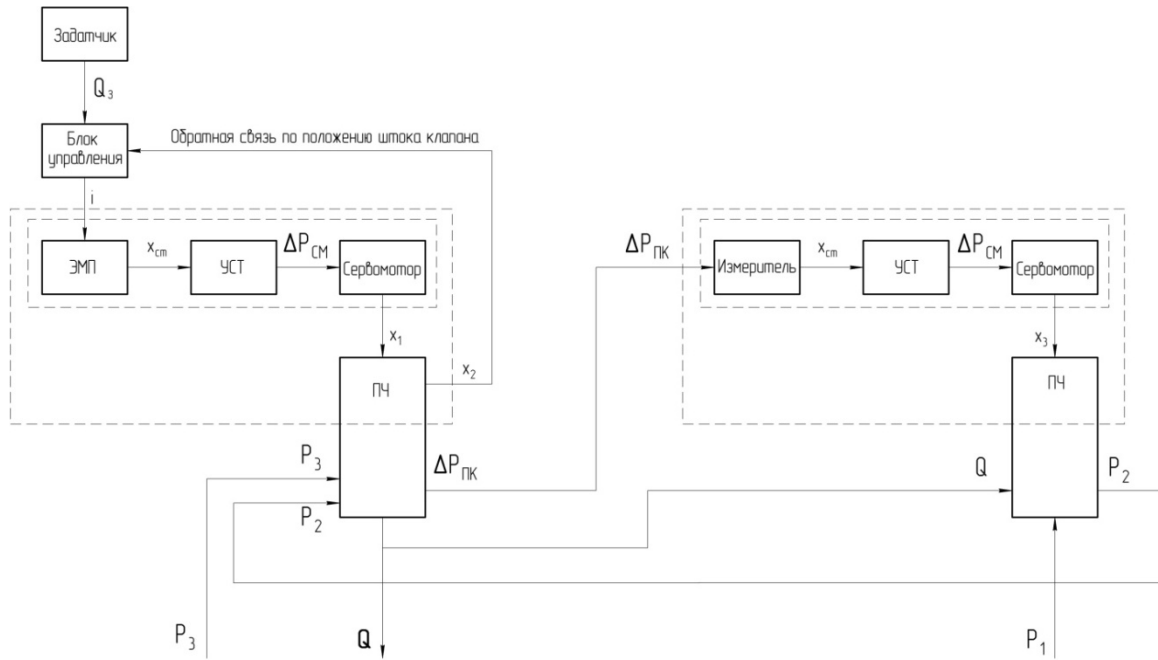


Рис. 2. Укрупнённая схема системы регулирования расхода

**Электрогидравлический преобразователь.** Электрогидравлический преобразователь представляет собой усилитель со струйной трубкой с электромагнитным управлением [1]. На рис. 3, а приведено схематичное изображение центрального упругого элемента усилителя – торсиона 1, соединённого с якорем электромагнитной системы 3 и – посредством стержня – с вилкой 4. Электромагнитная система, поляризованная постоянными магнитами, схема замещения которой приведена на рис. 3, б, воздействует на якорь 3 в точках, указанных стрелками.

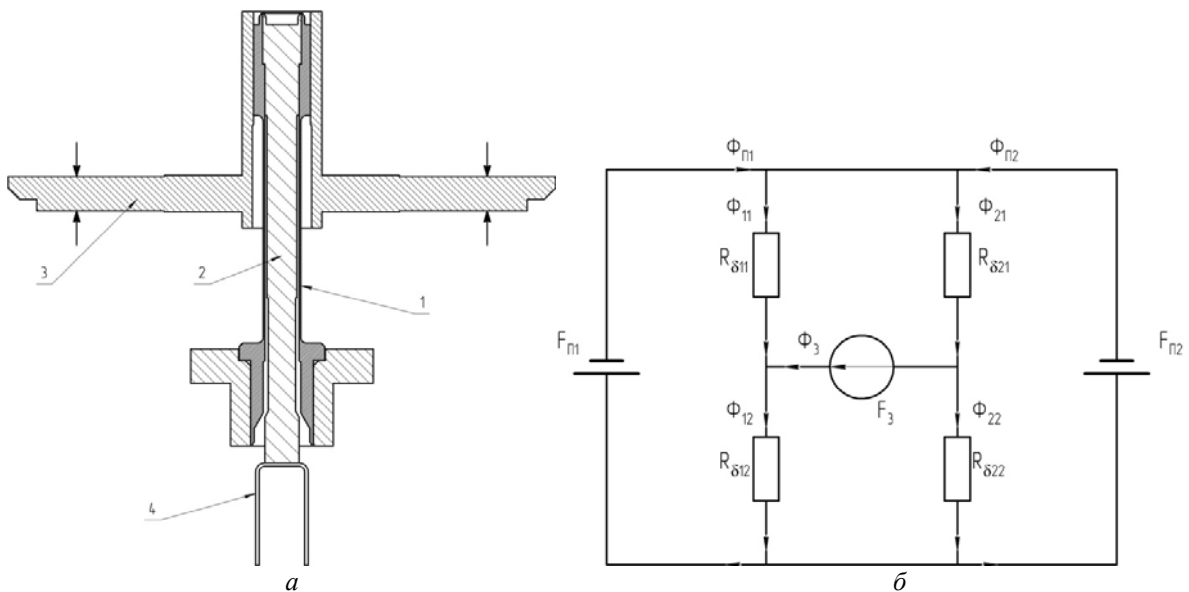


Рис. 3. Электрогидравлический преобразователь:  
а – схематичное изображение торсионного узла, б – схема замещения электромагнитной цепи

В отсутствие тока в обмотках системы сила притяжения на обоих концах одинакова и система стабильна. При подаче питания на обмотку электромагнитной системы баланс электромагнитных сил смещается и якорь перемещается на угол  $\alpha$ , зависящий от упругих свойств торсиона и электромагнитных сил, относительно центра вращения (рис. 4).

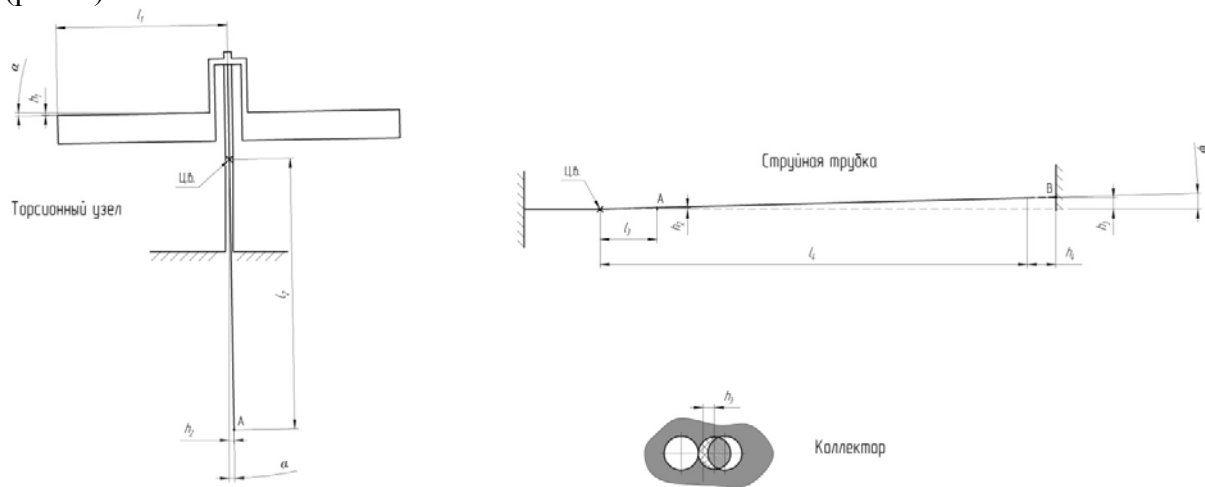


Рис. 4. Кинематическая схема торсионного узла и струйной трубки ЭГП

«Электромагнитная жёсткость» ЭГП в рабочем диапазоне меньше жёсткости торсиона, что позволяет осуществлять изменением тока в обмотках пропорциональное управление положением струйной трубки. В результате смещения якоря и стержня перемещается вилка (точка А на рис. 4), струйная трубка вращается относительно своего центра вращения, что вызывает изменение площади перекрытия коллекторных отверстий следом струи жидкости, бьющей из трубки, и в конечном итоге вызывает изменение выходных давлений ЭГП. Математическая модель ЭГП имеет следующий вид:

$$\Phi_1 = \frac{2(f_{II} - f_{Э})R_2(\alpha) - f_{Э}R_{II}}{4R_1(\alpha)R_2(\alpha) + R_{II}(R_1(\alpha) + R_2(\alpha))};$$

$$\Phi_2 = \frac{2(f_{II} + f_{Э})R_1(\alpha) + f_{Э}R_{II}}{4R_1(\alpha)R_2(\alpha) + R_{II}(R_1(\alpha) + R_2(\alpha))};$$

$$F_{ЭП} = \frac{(\Phi_2^2 - \Phi_1^2)}{\mu_0 S};$$

$$F_{ЭП} - C_{Ty}\varphi - \theta_c \dot{\alpha} = I_{\Sigma} \ddot{\alpha};$$

$$p_1 = \psi_1(\alpha);$$

$$p_2 = \psi_2(\alpha).$$

Здесь  $\alpha$  – угол смещения системы относительно центра вращения;  $f_{II}, f_{Э}$  – соответственно магнитодвижущая сила постоянного магнита и электромагнита;  $R_1(\alpha)$  и

$R_2(\alpha)$  – магнитные сопротивления воздушных зазоров;  $R_{II}$  – внутреннее магнитное сопротивление постоянного магнита;  $\Phi_1$  и  $\Phi_2$  – магнитные потоки через зазоры;  $F_{ЭП}$  – магнитная сила, действующая на якорь ЭГП;  $C_{Ty}$ ,  $C_{Tc}$  – жёсткость торсиона соответственно по углу и смещению;  $\theta_c$  – приведённый коэффициент сопротивления;  $p_1$  и  $p_2$  – давления в приёмных отверстиях коллектора.

Реализация полученной модели в Matlab Simulink приведена на рис. 5. На рис. 6 приведён полученный в результате моделирования график переходного процесса смещения центра следа струи на коллектор при подаче на вход модели управляющего сигнала в 30 мА в виде единичного скачка.

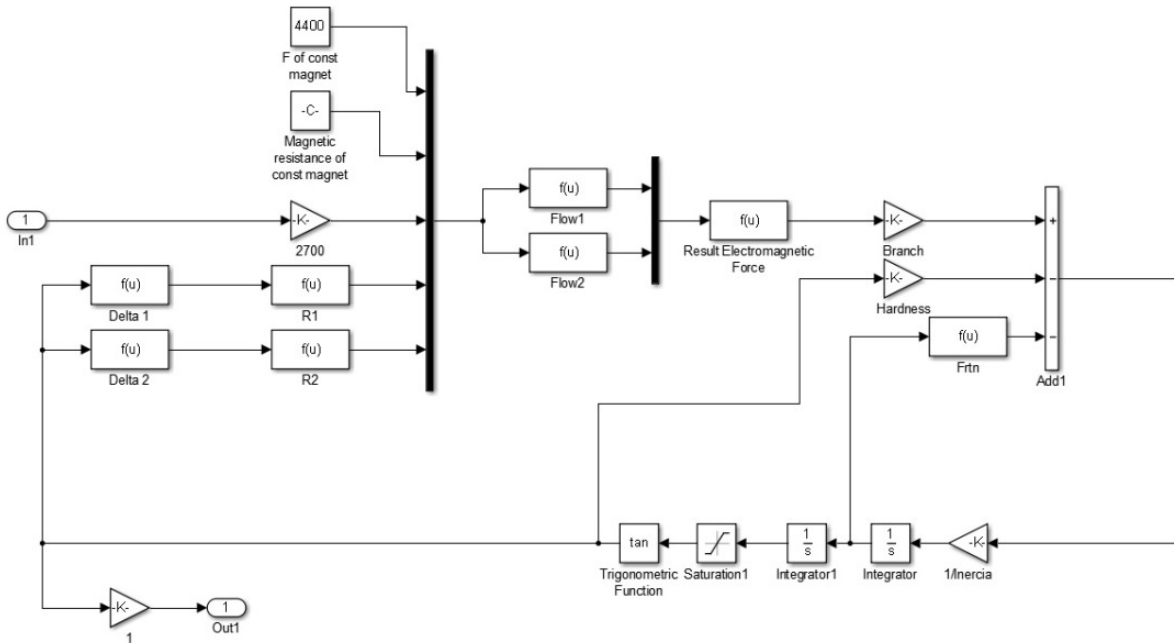


Рис. 5. Модель электрогидравлического преобразователя в Matlab Simulink

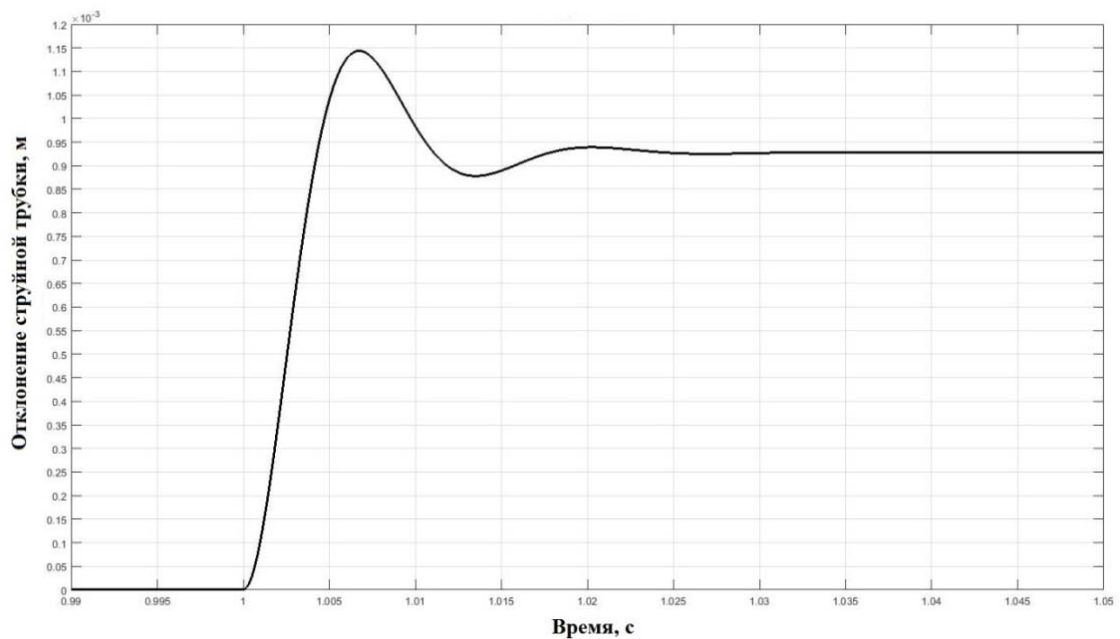


Рис. 6. Переходный процесс в ЭГП

Из рис. 6 видно, что переходный процесс в ЭГП завершается за время порядка 30 мс, что соответствует реальным значениям времени переходного процесса, определённым в процессе регулировки и эксплуатации преобразователей, из чего следует вывод о корректности разработанной модели.

**Измеритель перепада давления (ИПД).** Устройство измерителя перепада давления аналогично ЭГП с тем различием, что воздействие на торсион оказывает не электромагнитная система, а измерительный сильфон. При отклонении измеряемой разности давлений от требуемой сильфон смещается и воздействует на торсион, что в конечном итоге, как и в ЭГП, вызывает изменение перепада давления на выходе блока. Математическая модель ИПД выглядит следующим образом:

$$C_{II}(a_{0n} + a) + C_C(a_{0c} + a) - C_{Tc}a - \chi_c \dot{a} = m_2 \ddot{a};$$

$$p_1 = \eta_1(a);$$

$$p_2 = \eta_2(a),$$

где  $C_{II}$  и  $C_C$  – жёсткости соответственно регулировочной пружины и сильфона;  $\chi_c$  – приведённый коэффициент сопротивления;  $a$  – смещение измерителя.

На рис. 7 приведена реализация модели в Matlab Simulink, на рис. 8 – переходные процессы в ИПД, настроенном на перепад давления 0,45 МПа при смещении перепада в сторону увеличения на 0,01 МПа от настроенного, а затем в сторону уменьшения перепада на 0,01 МПа от настроенного.

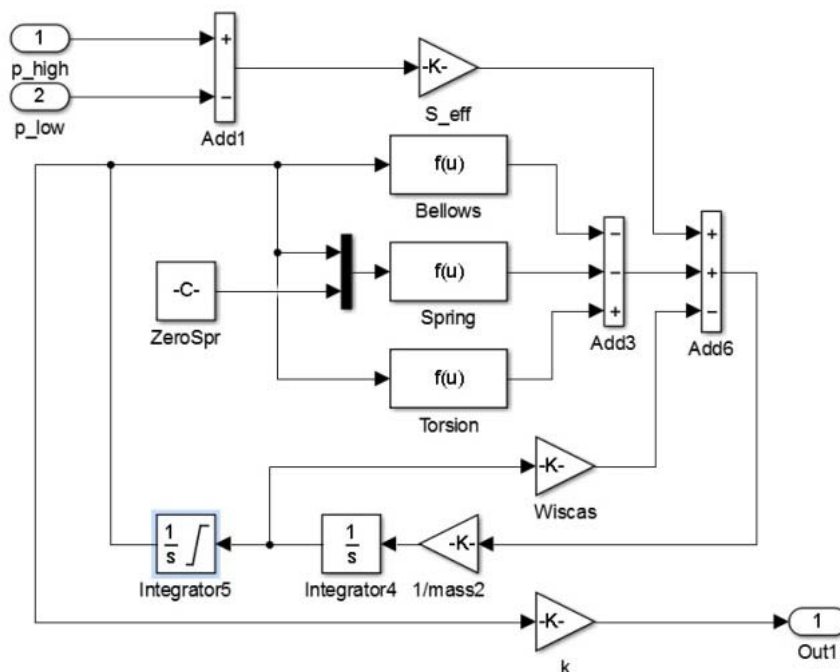


Рис. 7. Модель измерителя перепада давления в Matlab Simulink

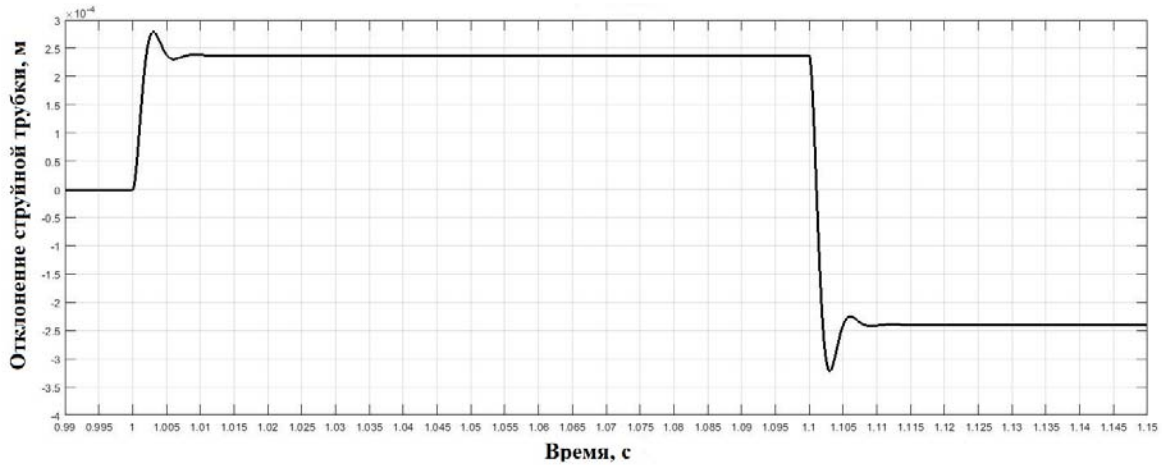


Рис. 8. Переходный процесс в ИПД

Приведённый на рис. 8 график переходного процесса в ИПД коррелирует с реальными значениями времени переходного процесса, определёнными в процессе регулировки и эксплуатации измерителей, из чего следует вывод о корректности разработанной модели.

**Питательный и дроссельный клапаны.** Рассмотрим модель питательного клапана. Отметим, что схема построения модели дроссельного клапана аналогична схеме построения модели питательного клапана за исключением того, что в дроссельном клапане роль управляющего элемента выполняет не ЭГП, а ИПД. В остальном модели идентичны.

Реализация математической модели в Matlab Simulink приведена на рис. 9, где ЕНС – модель ЭГП, MtoP – блок преобразования смещения струйной трубки ЭГП в давления на выходе ЭГП, блоки Subsystem и Subsystem1 – блоки, посредством которых учитывается сопротивление каналов клапана.

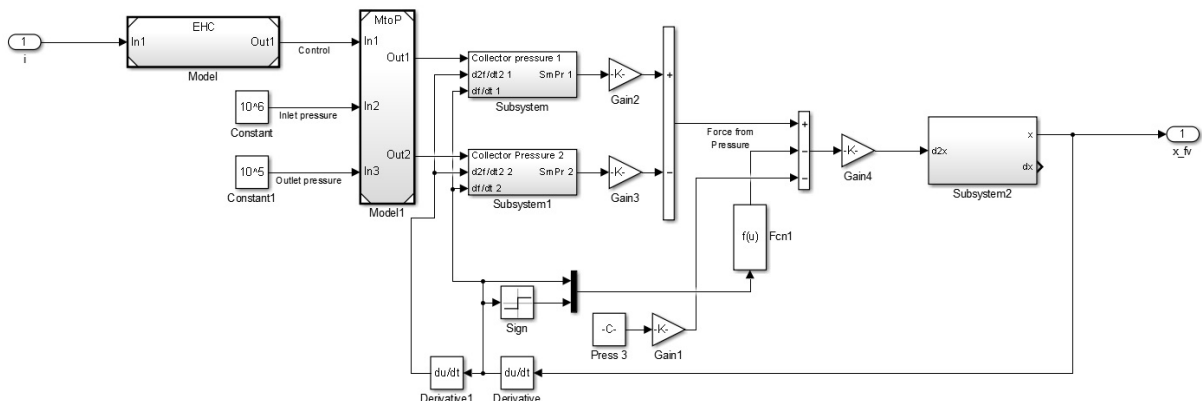


Рис. 9. Модель питательного клапана в Matlab Simulink

Опытным путём была выявлена зависимость, близкая к линейной, между площадью перекрытия коллекторных отверстий следом струи и выходным перепадом преобразователя. Поэтому для определения перепада необходимо вычислить разность площадей перекрытия различных отверстий (рис. 10, а). Блок MtoP предназначен для выполнения данного преобразования. Схема блока приведена на рис. 10, б.

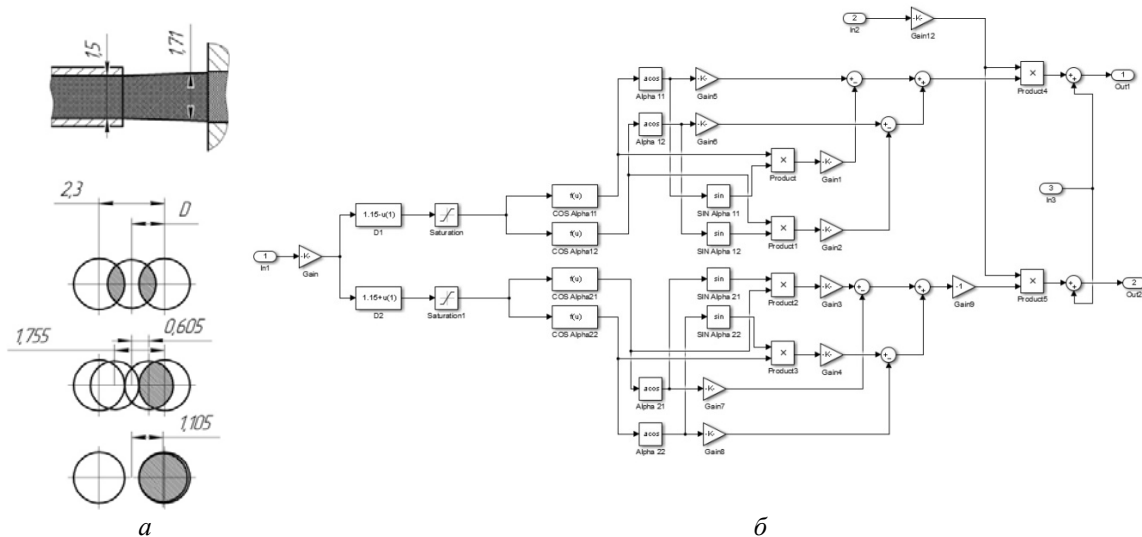


Рис. 10. Определение перепада преобразователя:  
 а – схема перекрытия следом струи коллекторных отверстий; б – схема блока MtoP

Уравнения математической модели сервомотора, осуществляющего изменение открытия клапана, приведены ниже [2]:

$$P = M \frac{d^2x}{dt^2} + P_{тр0} \text{sign} \left( \frac{dx}{dt} \right) - P_{тр0} \xi_3 \sqrt{\frac{dx}{dt}} + R;$$

$$\Delta p_{см} = (p_1 - p_2) - \rho F_{CM} \frac{d^2x}{dt^2} \sum_{i=1}^n \frac{l_i}{F_i} - 29,45 \nu \rho F_{CM} \frac{dx}{dt} \sum_{i=1}^n \frac{l_i}{F_i^2} + 0,5 \rho F_{CM}^2 \left( \frac{dx}{dt} \right)^2 \text{sign} \left( \frac{dx}{dt} \right) \sum_{i=1}^n \frac{\zeta_i}{F_i^2}.$$

Здесь  $P$  – усилие, создаваемое перепадом давления на поршне сервомотора;  $P_{тр0}$  – сила трения покоя;  $\xi$  – коэффициент падения силы трения;  $F_{CM}$  – площадь поверхности поршня;  $l_i, F_i, \zeta_i$  – соответственно длина, площадь сечения и коэффициент сопротивления участка трубопровода;  $\Delta p_{см}$  – перепад давления на сервомоторе.

### Описание модели

Укрупнённая схема вложенности модели приведена на рис. 11, а реализация данной схемы – на рис. 12.

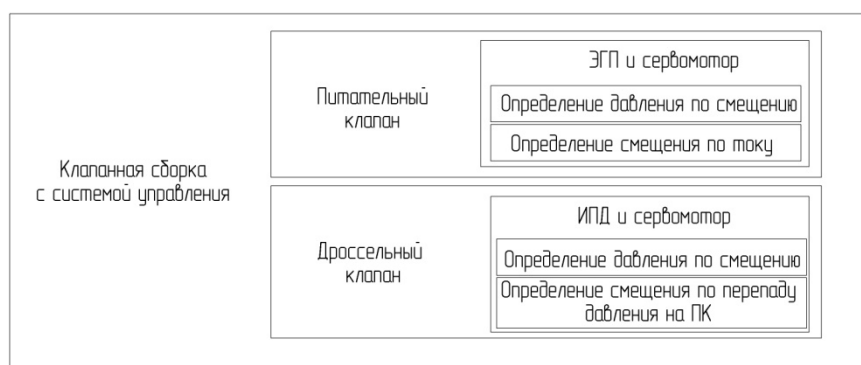


Рис. 11. Структура модели в Matlab Simulink



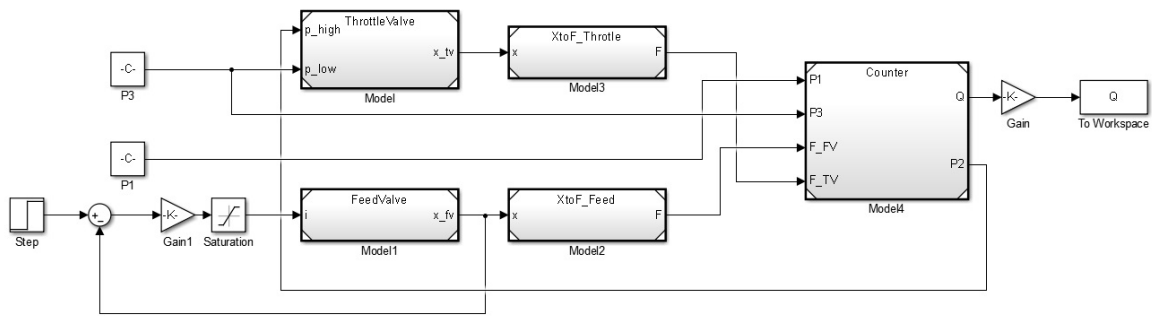


Рис. 12. Схема системы клапанов в Matlab Simulink

Помимо упомянутых уравнений ключевыми являются следующие уравнения [3]:

$$Q_{ПК} = \mu\varphi_{ПК} \sqrt{2\rho^{-1}(p_2 - p_3)} ;$$

$$Q_{ДК} = \mu\varphi_{ДК} \sqrt{2\rho^{-1}(p_1 - p_2)} .$$

Здесь  $\mu$  – коэффициент расхода;  $\varphi_{ПК}, \varphi_{ДК}$  – площадь открытия соответственно питательного и дроссельного клапанов;  $p_1$  – давление напора (перед дроссельным клапаном);  $p_2$  – давление между дроссельным и питательным клапанами;  $p_3$  – давление слива (за питательными клапаном).

На приведённой схеме блок XtoF осуществляет вычисление площади открытия клапана в зависимости от перемещения его штока, что, поскольку проточная часть набрана из рядов отверстий с различным количеством отверстий в ряду, обеспечивается последовательным суммированием площадей полностью открытых рядов отверстий с площадью открытия частично открытых рядов, определяемой по положению штока клапана. На рис. 13, 14 приведены зависимости площади открытия питательного клапана при линейном перемещении штока клапана от времени на начальном участке и разность между идеальной линейной характеристикой и реальной на начальном участке.

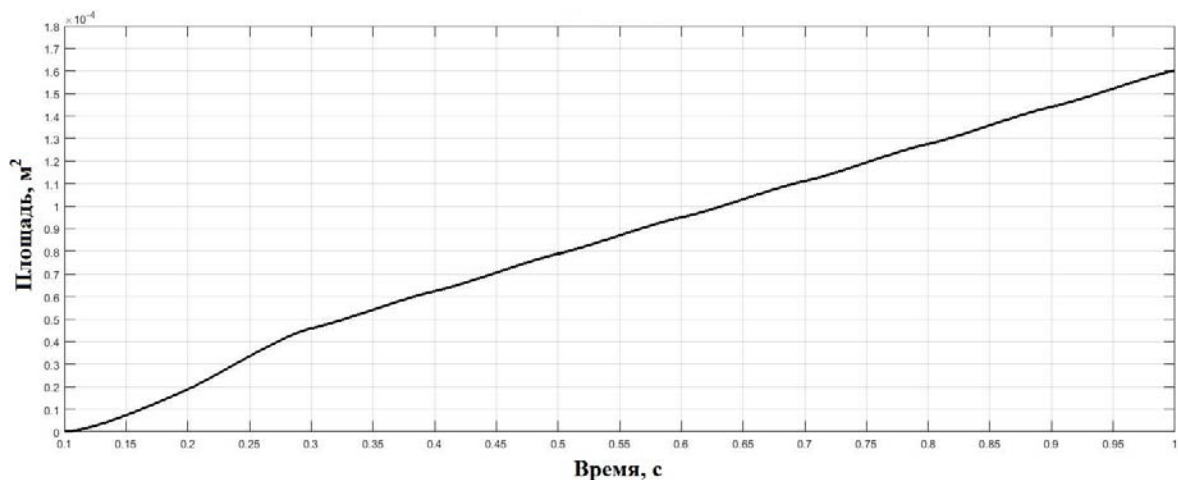


Рис. 13. Рост площади открытия при росте открытия на начальном участке

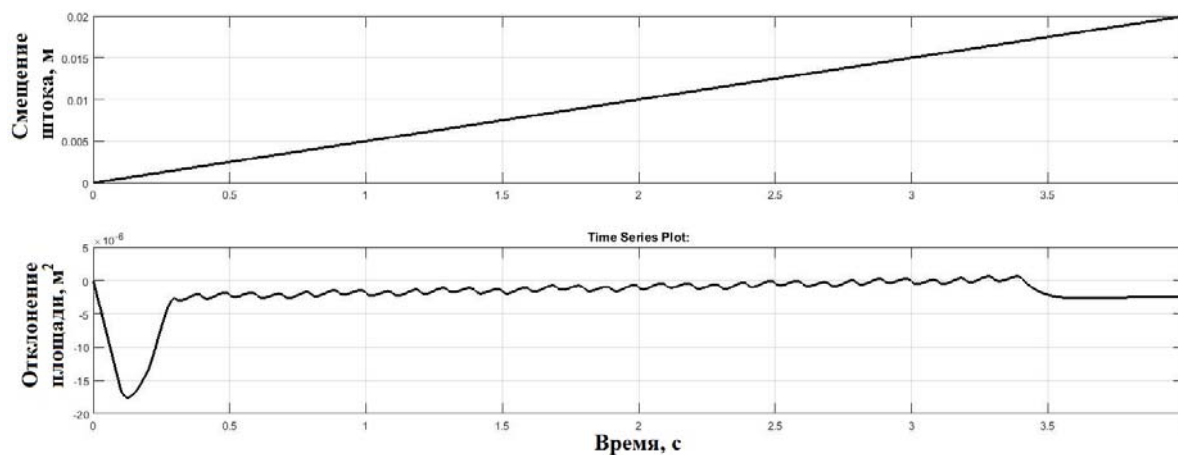


Рис. 14. Разность идеальной и реальной характеристики по площади при росте открытия клапана

Рис. 13, 14 демонстрируют смоделированный в разработанной модели характер изменения с течением времени площади открытия клапана при перемещении штока клапана. Как видно, имеется прогиб на начальном участке, обусловленный гарантированным перекрытием золотником плунжера клапана дроссельных отверстий в нулевом положении. При дальнейшем смещении штока видна нелинейность роста площади, обусловленная свойствами дроссельного участка, последовательностью открытия отверстий.

В итоге было проведено моделирование двух ситуаций: 1) переходный процесс в системе при скачкообразном изменении сигнала задания (рис. 15); 2) переходный процесс в системе при скачкообразном изменении перепада давления на сборке (рис. 16). На рис. 15, 16 приведены графики переходного процесса (сверху вниз: открытие питающего клапана, открытие дроссельного клапана, перепад давления на питательном клапане, расход через сборку).

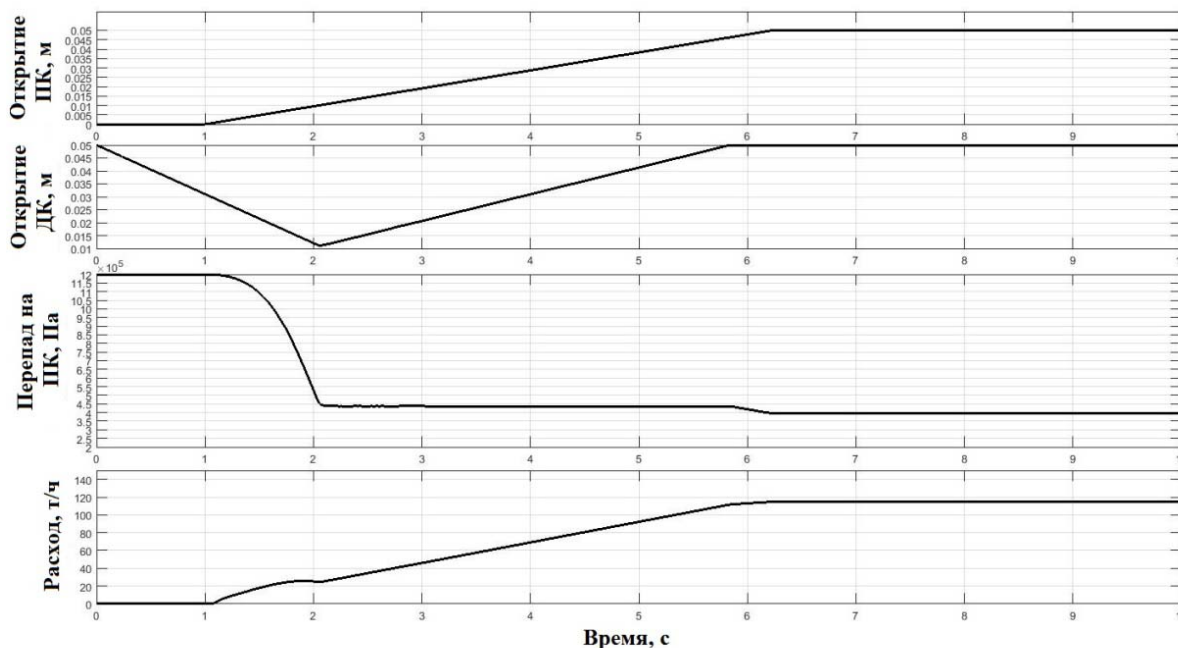


Рис. 15. Переходный процесс при скачкообразном изменении сигнала задания

Из рис. 15 видно, что для условия начального полного открытия дроссельного клапана и закрытия питательного при подаче сигнала на открытие ПК дроссельный клапан начинает закрываться и давление на ПК выравнивается на уровне, близком к заданному, за время порядка 1 с. При этом ДК входит в зону малошумного регулирования, но автоколебаний системы не наблюдается. Расход через сборку при таком сочетании факторов возрастает от нулевого до номинального за 6,2 с (при заданном времени не более 10 с) без возникновения автоколебаний, при этом ДК также достигает открытия, близкого к максимальному.

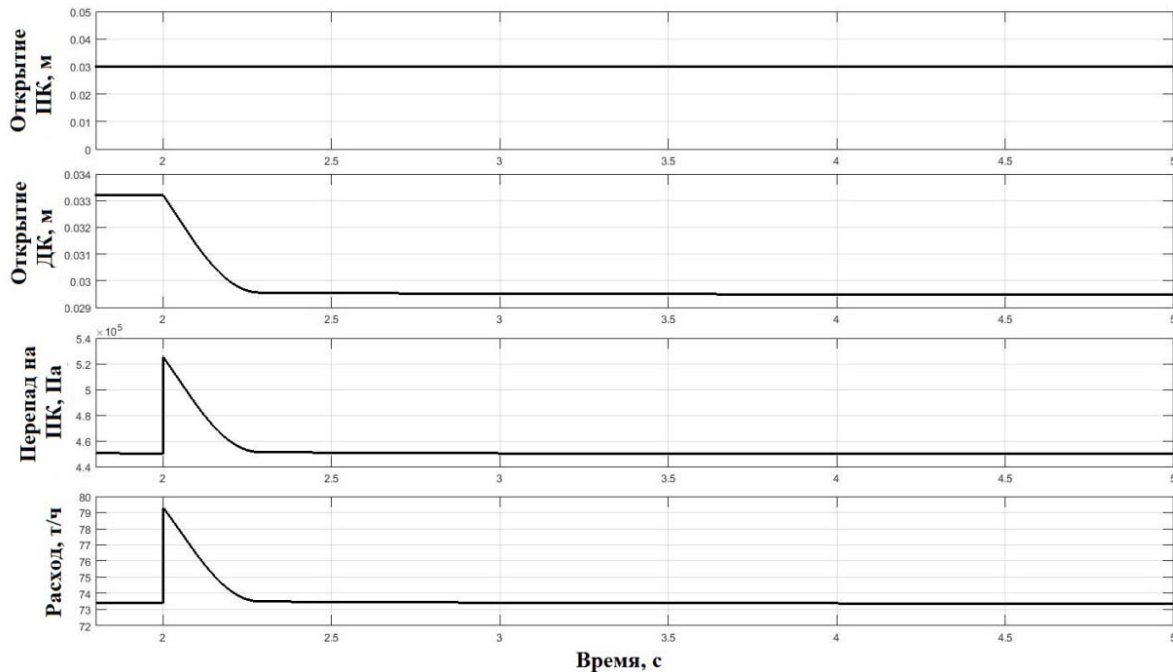


Рис. 16. Переходный процесс при скачкообразном изменении перепада давления на сборке

Рис. 16 демонстрирует процесс восстановления заданного перепада давления на ПК, обеспечиваемый обработкой ДК при скачкообразном изменении давления напора в системе. При этом восстановление заданного значения расхода теплоносителя происходит за 0,4 с при заданном времени не более 2 с.

Таким образом, моделирование динамических процессов в системе при различных возмущающих и управляющих воздействиях показало соответствие системы предъявляемым к ней требованиям по точности, устойчивости и времени переходного процесса.

### Заключение

Применение в составе системы управления расходом питательной воды исполнительных механизмов с малошумной проточной частью клеткового типа наряду с обеспечением повышенных требований к малошумности не ухудшает динамических характеристик системы и позволяет в полной мере обеспечить выполнение предъявляемых к системе требований по скорости открытия клапанов и поддержанию расхода питательной воды при изменении параметров конденсатно-питательной системы.

### Библиографический список

1. Решетников Е.М., Саблин Ю.А., Григорьев В.Е., Мрочковский Н.Н. Электро-механические преобразователи гидравлических и газовых приводов. М.: Машиностроение, 1982. 144 с.
2. Крамской Э.И. Гидравлические следящие приводы со струйными усилителями. Л.: Машиностроение, 1972. 103 с.
3. Повх И.Л. Техническая гидромеханика. Л.: Машиностроение, 1976. 504 с.

### DYNAMICS OF FEED WATER FLOW RATE CONTROL SYSTEM WITH LOW- NOISE REGULATOR

© 2017

- E. G. Berestovitskiy** Doctor of Science (Engineering), Chief Acoustician;  
Concern "Avrora" Scientific Production Association, Saint-Petersburg, Russian Federation;  
[berest40@mail.ru](mailto:berest40@mail.ru)
- P. I. Kizilov** Engineer, Center of Development and Testing of Electrohydraulics;  
Concern "Avrora" Scientific Production Association, Saint-Petersburg, Russian Federation;  
[mail@avrorasystems.com](mailto:mail@avrorasystems.com)
- A. N. Kruchkov** Doctor of Science (Engineering), Professor of the Department of Power Plant Automatic Systems;  
Samara National Research University, Samara, Russian Federation;  
[kan@ssau.ru](mailto:kan@ssau.ru)
- N.V. Pialov** Candidate of Science (Engineering), Head of the Center of Development and Testing of Electrohydraulics;  
Concern "Avrora" Scientific Production Association, Saint-Petersburg, Russian Federation;  
[afx7cu@mail.ru](mailto:afx7cu@mail.ru)

We present the results of modeling a feed water control system. The system contains two regulatory devices – the feed valve to control the flow rate, with electrohydraulic control, and the throttle valve to maintain constant pressure differential on the feed valve, with hydromechanical control. The valves have perforated flow parts to reduce hydrodynamic noise and vibration, which necessitates checking the dynamical characteristics of the system. The model was developed on the basis of equations describing the electrohydraulic converter dynamics, a differential pressure meter, a servo drive and flow parts with the use of Matlab Simulink. The modeling of dynamical processes caused by various disturbance inputs and control actions showed the compliance of the system with the requirements imposed on it.

*Flow control system; electromechanical converter; flow part.*

---

*Citation:* Berestovitskiy E.G., Kizilov P.I., Kruchkov A.N., Pialov N.V. Dynamics of feed water flow rate control system with low- noise regulator. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2017. V. 16, no. 1. P. 75-86. DOI: 10.18287/2541-7533-2017-16-1-75-86

### References

1. Reshetnikov E.M., Sablin Y.A., Grigoriev V.E., Mrochkovskiy N.N. *Elektromekhanicheskie preobrazovateli gidravlicheskih i gazovykh privodov* [Electromechanical converters of hydraulic and gas drives]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1982. 144 p.
2. Kramskoy E.I. *Gidravlicheskie sledyashchie privody so struynymi usilitel'nyami* [Hydraulic follower drives with fluid amplifiers]. Leningrad: Mashinostroenie Publ., 1972. 144 p.
3. Povkh I.L. *Tekhnicheskaya gidromekhanika* [Engineering hydromechanics]. Leningrad: Mashinostroenie Publ., 1976. 504 p.

## ВЛИЯНИЕ МОНТАЖА НА НАПРЯЖЁННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ УПРУГИХ КОЛЕЦ В ДЕМПФЕРНОЙ ОПОРЕ

© 2017

**Д. С. Дилигенский** аспирант кафедры конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов;  
Самарский национальный исследовательский университет  
имени академика С.П. Королёва;  
[diligen@mail.ru](mailto:diligen@mail.ru)

**Д. К. Новиков** доктор технических наук, профессор кафедры конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов;  
Самарский национальный исследовательский университет  
имени академика С.П. Королёва;  
[novikovdk\\_ssau@mail.ru](mailto:novikovdk_ssau@mail.ru)

Рассмотрено влияние условий монтажа на жёсткость упругого кольца в гидродинамических демпферах. Данный тип демпфера широко используется в опорах газотурбинных двигателей. Имеющиеся аналитические решения имеют ряд ограничений. Создана параметрическая конечно-элементная модель (КЭМ) спрямлённого сектора, упругого кольца и пакета из двух упругих колец. Результаты расчётов КЭМ показывают расхождение величины податливости для разных численных моделей относительно аналитических. Показано влияние монтажных допусков на величину податливости.

*Демпфер; упругие кольца; опора; податливость; жёсткость; поле допуска; натяг; монтаж; зазор; рабочий участок; проскальзывание; отрыв выступа.*

**Цитирование:** Дилигенский Д.С., Новиков Д.К. Влияние монтажа на напряжённо-деформированное состояние упругих колец в демпферной опоре // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2017. Т. 16, № 1. С. 87-100. DOI: 10.18287/2541-7533-2017-16-1-87-100

### Введение

Одним из самых распространённых устройств для борьбы с вибрацией в роторных системах является демпфер, устанавливаемый в опорах. Классификация конструкции и формы данных устройств приведена в [1]. В статье рассматривается демпфер с одним и двумя упругими элементами. В качестве упругого элемента выступает тонкостенное кольцо с равномерно распределёнными по окружности гладкими выступами. В зависимости от того, одно или два кольца используются в демпфере, выступы могут быть либо с двух сторон в шахматном порядке, либо с одной стороны, но также в шахматном порядке по отношению к выступам другого кольца (рис. 1, а).

Таким образом, между кольцами, а также между стенками корпуса и подшипника и кольцами всегда есть зазор, через который может протекать масло (рис. 1, б).

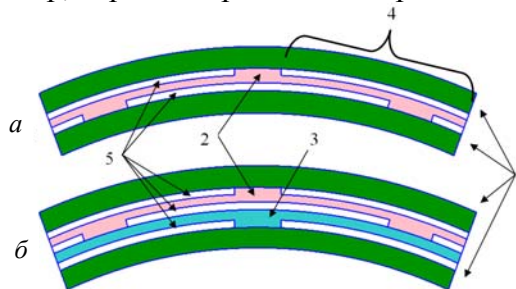


Рис. 1. Демпферная опора с упругим кольцом:

а – одинарное упругое кольцо; б – вдвоенный упругий элемент;

1 – корпус; 2 – упругое кольцо с выступами по обеим сторонам (внутри и снаружи); 3 – упругое кольцо с выступами на одной стороне; 4 – упругий участок демпферного элемента; 5 – зазоры

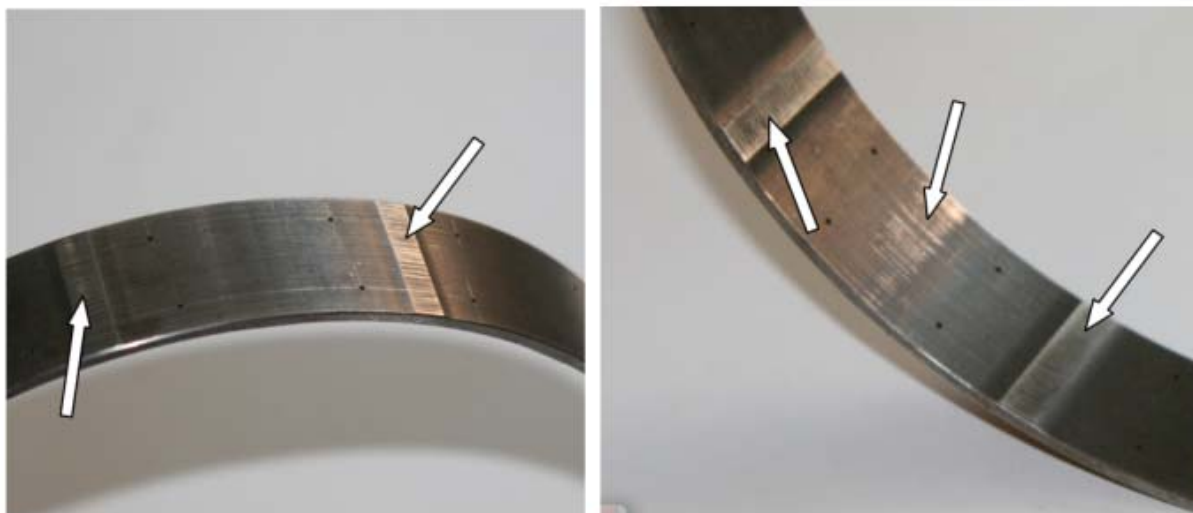
Количество выступов и прочие геометрические параметры регламентируются ОСТ 1.10779-72 [2]. Высота выступов на внутренней и наружной сторонах могут быть различны.

По допускам кольца могут быть установлены как по переходным посадкам, так и с натягом. Однако согласно ОСТ [2] при установке колец с натягом податливость определяется строго экспериментально.

Помимо ОСТ существуют работы [3;4], в которых рассматривается определение жёсткости таких колец. В них кольцо представляется как набор связанных между собой балок, зажатых по краям. Кроме того, делается допущение о том, что в действительности работает только половина кольца. Не учитывается влияние допусков, проскальзывание и взаимодействие двух колец между собой.

### **Описание дефекта**

Практика использования упругих колец с выступами в демпфере на различных предприятиях показала, что реальный механизм поведения колец отличается от описанного в [2;3]. Помимо отрывов части выступов при работе двигателя отмечается выбиравание зазоров между стенками и рабочими участками упругих колец (рис. 2) [5]. При этом увеличивается вибрация на опорах. При разборке после испытаний было обнаружено проскальзывание по выступам. При проектировании упругих колец необходимо задаваться жёсткостью, значение которой сильно зависит от монтажных параметров посадки колец – натяга или зазора.



*Рис. 2. Следы проскальзывания на рабочих участках упругого кольца*

### **Расчёт по аналитической модели**

Для анализа была взята опора двигателя с двумя упругими кольцами в демпфере, вложенными одно в другое. Геометрические размеры и поля допусков рассматриваемых колец приведены в табл. 1, в табл. 2 указаны свойства материала. Внутреннее кольцо не имеет наружных выступов.

Проведём сравнительный расчёт одного кольца (кольцо наружное, табл. 1) по указанным в [3;4] методикам и ОСТ.

Таблица 1. Геометрия упругих колец

Параметр	Кольцо наружное Значение	Кольцо внутреннее Значение
Внутренний диаметр $D_1$ , мм	150,6 <sub>0</sub> <sup>+0,024</sup>	146 <sub>0</sub> <sup>+0,024</sup>
Наружный диаметр кольца $D_2$ , мм	155 <sub>+0,004</sub> <sup>+0,022</sup>	150,6 <sub>+0,004</sub> <sup>+0,022</sup>
Ширина кольца $b$ , мм	35	35
Ширина выступа кольца $b_1$ , мм	7	7
Толщина кольца $s$ , мм	1,72	2,3
Высота наружного выступа $\delta_1$ , мм	0,17	-
Высота внутреннего выступа $\delta_2$ , мм	0,31	0,27
Число выступов $n$ , шт.	20	10
Диаметр фрезы для внутренних выступов $d_2$ , мм	30	30
Диаметр фрезы для внешних выступов $d_1$ , мм	30	30

Таблица 2. Свойства материала колец

Материал колец	сталь
Модуль упругости $E$ , Н/м <sup>2</sup>	$2 \cdot 10^{11}$
Коэффициент Пуассона, $\mu$	0,3
Плотность материала $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	7750

**Расчёт по ОСТ.** Податливость  $\alpha$  по ОСТ (схема обозначений показана на рис. 3) определяется следующим образом:

$$\alpha = \frac{(D_{cp} - 0,3b_1n)^3}{0,129bEn^4s^3} \left[ 1 - \left( 1 - \frac{s^3}{s_{выст}^3} \right) (1,45A - 0,9A^2 + 0,2A^3) \right]. \quad (1)$$

Здесь  $D_{cp} = \frac{D_2 + D_1}{2} = 152,8$  мм ;

$s = \frac{D_2 - D_1}{2} - 2\delta = 1,72$  мм ;

$s_{выст} = s + \delta = 1,96$  мм ;

$A = \frac{(b_1 + \sqrt{d\delta})n}{D_{cp}} = 1,267$ .

Податливость кольца, рассчитанная по формуле (1), составит  $\alpha = 1,67 \times 10^{-9}$  м/Н, а жёсткость  $c$  кольца составит  $c = \frac{1}{\alpha} = 5,99 \cdot 10^8$  Н/м.

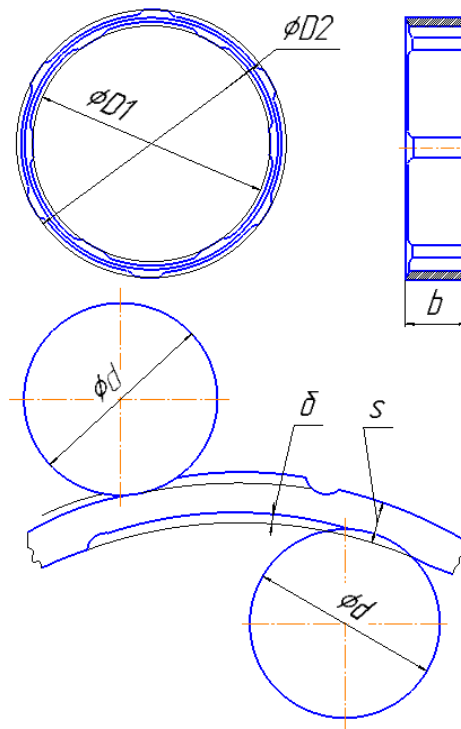


Рис. 3. Схема упругого кольца по ОСТ

**Расчёт по Артемову.** Эта модель появилась раньше стандартной и предполагает рассматривать кольцо как набор стержней малой кривизны (прямые балки) [4]. Упругое демпферное кольцо считается как балки с  $m$ -числом пролётов. Упрощённая схема кольца в соответствии с [4] представлена на рис. 4.

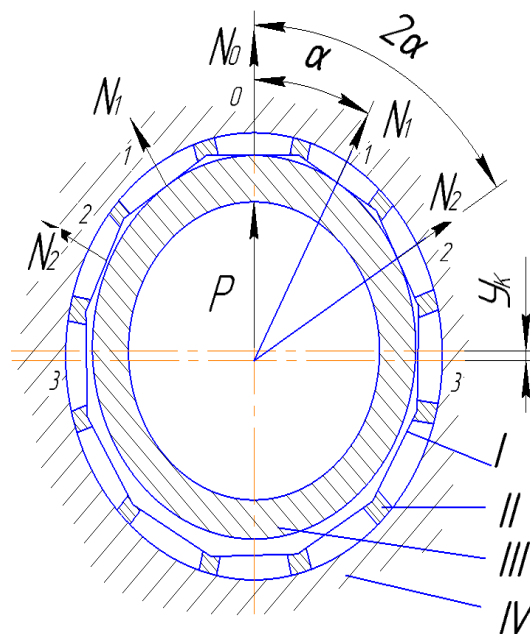


Рис. 4. Расчётная схема нагружения упругого кольца



Достаточно подсчитать податливость одного кольца, поскольку податливость опоры определяется как сумма податливостей изгибающих консолей, последовательно соединённых в опоре.

Собственная податливость каждой отдельной балки (с заземлёнными концами и нагруженной единичной силой посередине) находится по формуле [4]:

$$\delta_0 = \frac{l^3}{192EI}, \quad (2)$$

где  $l$  – длина пролёта по среднему диаметру кольца;  $I = \frac{bh^3}{12}$  – момент инерции сечения кольца;  $b$  – ширина кольца.

При нагружении кольца силой  $P$  (рис. 4), имитирующей нагрузку, действующую со стороны ротора, центр прогнётся на величину  $y_k$ .

Таким образом, прогиб любого пролёта от радиальной силы  $N_i$  составляющей силы  $P$  (зададимся  $P = 1000$  Н), равен:

$$y_i = N_i \delta_0, \quad (3)$$

$$y_i = \sum_{j=0}^{j=n} \delta_{ij} N_j,$$

где  $i, j = 0, 1, 2, \dots, n$  – порядковые номера пролётов;  $\delta_{ij}$  – податливость кольца в пролёте  $i$  от единичной силы, приложенной в пролёте  $j$ .

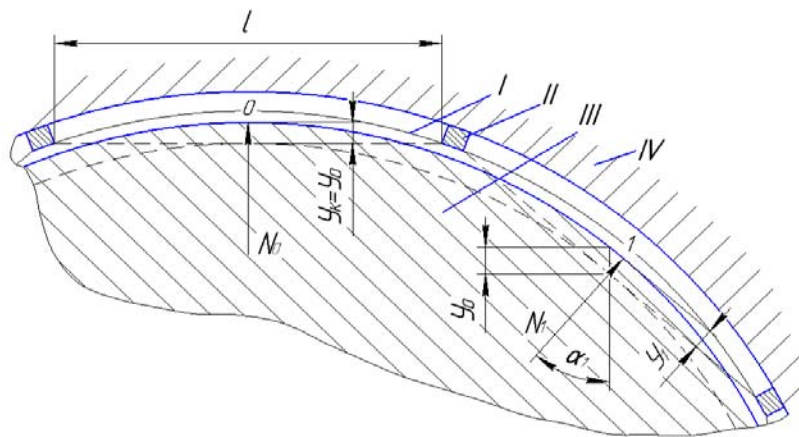


Рис. 5. Схема нагружения участка кольца

Из рис. 5 следует, что  $i$ -й прогиб можно выразить как

$$y_i = y_k \cos i\alpha. \quad (4)$$

Из выражений (3) и (4) найдём:

$$N_i = \frac{y_k \cos i\alpha}{\delta_0}. \quad (5)$$

Из рис. 5 следует:

$$P = N_0 + 2 \sum_{i=1}^{i=m/4} \cos i\alpha. \quad (6)$$

Подставляя (5) в (6), получим

$$P = \frac{y_k}{\delta_0} \left( 1 + 2 \sum_{i=1}^{i=m/4} \cos^2 i\alpha \right).$$

Тогда податливость наружного кольца по Артемову:

$$\delta_k = \frac{y_k}{P} = \frac{\delta_0}{1 + 2 \sum_{i=1}^{i=m/4} \cos^2 i\alpha} = 5,55 \times 10^{-8} \text{ м/Н}.$$

Если в опоре будет  $m$  колец, то податливость всей опоры определится как

$$\delta_{on} = \sum_1^m \delta_{kn}.$$

Артемовым проведено сравнение собственной методики с экспериментом, и по его данным отклонение составляет не более 35%. Отличие объясняется не только допущениями в расчётной схеме, но и погрешностью изготовления и замера величины податливости. Тем не менее в сравнении с расчётом ОСТ, проведённым выше, отклонение значительно.

**Расчёт по Хронину, Леонтьеву.** Данная методика несколько отличается от той, что использовал Артемов, хотя основное допущение о том, что жёсткость кольца равна сумме жёсткостей сегментов этого кольца, сохранилось.

Определяющий участок в данной гипотезе расположен между выступами. Таким образом, расчёт одного участка производится по формулам симметричной балки с заделками по концам (рис. 6).

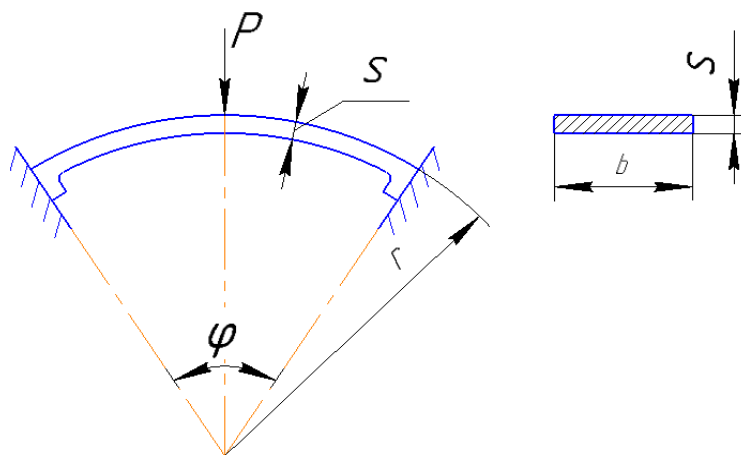


Рис. 6. Упругий элемент кольца

Прогиб считается по следующей формуле:

$$y = \frac{Pr^3\varphi^3}{192EI}, \quad (7)$$

$$\sigma = \frac{Pr\varphi s}{16I}, \quad (8)$$

где  $r$  – наружный радиус упругого элемента;  $\varphi$  – сектор упругого элемента;  $I = -\frac{N_0 l}{8}$  – изгибающий момент.

Выражая усилия (7) через напряжение (8), получаем величину прогиба:

$$y = \frac{r^2\varphi^2}{12E_s}\sigma = 2,03 \times 10^{-7} \text{ м.} \quad (9)$$

Жёсткость  $C_s$  одного сечения (рис. 6) будет определяться отношением прогиба к прикладываемой силе:

$$C_s = \frac{P}{y} = \frac{192EJ}{r^3\varphi^3} = 4,94 \times 10^6 \text{ Н/м.} \quad (10)$$

При этом общий коэффициент жёсткости в радиальном направлении  $C_k$  равен

$$C_k = \frac{1}{2}zC_s = \frac{96EJz}{r^3\varphi^3} = 4,94 \times 10^7 \text{ Н/м,}$$

где  $z$  – число рабочих участков.

Данные для расчетов жёсткости брались из табл.1.

При нескольких кольцах суммарная жёсткость считается двумя возможными вариантами. Для случая с равной жёсткостью колец  $C = C_k / N$ , а для более общего случая с разными жёсткостями колец

$$\frac{1}{C} = \frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} + \frac{1}{C_3}. \quad (11)$$

### Расчёт по конечно-элементной модели

Для расчёта КЭМ использовался пакет Ansys Workbench. Было создано три 3D-модели: спрямлённый сегмент наружного кольца, полное наружное кольцо и два вставленных друг в друга кольца. При этом решается контактная задача поведения упругого кольца при прецессии ротора. Предполагается возможность проскальзывания и отрыва выступов внутри вибропакета от внешних стенок.

Модель состоит из восьмиузловых элементов НЕХ. Количество элементов в моделях не превышает 1 млн. Кольцо состоит из секторов (показаны фигурными скобками на рис. 7), равных количеству выступов на наружной стороне.

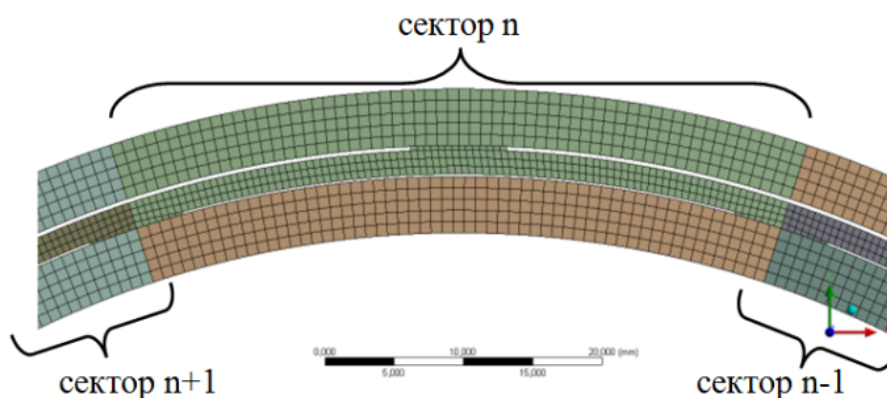


Рис. 7. Сектор упругого кольца

Контактные пары задаются между выступами и корпусом как внутри, так и снаружи упругого кольца. Количество контактов соответствует количеству выступов на кольце или кольцах.

Во всех трёх типах моделей присутствуют следующие параметры.

**Контакт:** Тип – *frictional*, коэффициент скольжения металл-металл равен 0,1. Поведение – *Asymmetric*, так как упругое кольцо менее жёстко, чем корпус. Все контактные пары имеют поверхности упругого кольца в роли *Contact body*. Тип определения контакта – *pure penalty* как более жёсткий и точный. Коэффициент жёсткости в уравнении контакта равен 1. Зона определения контакта – *pinball region* – задана радиусом и равна 0,07 для увеличения сходимости. Включён контроль шага – *Automatic Bisection*.

**Закрепление:** внутренняя поверхность – в заделке, которая закреплена во всех измерениях. В верхней наружной поверхности задаётся перемещение в 0,05 мм по направлению к центру.

**Решение:** были проведены расчёты как с одним временным шагом, так и с двумя. Это связано с тем, что при решении численной задачи и пакет *Ansys mechanical* по умолчанию прикладывает все нагрузки и перемещения одновременно и ограничивается 1 шагом в 1 секунду. Следовательно, за один шаг имеется решение для двух моментов времени – начального (0 секунд) и конечного (1 секунда.) Такая постановка может давать плохую сходимость при значительных перемещениях или нагрузках. В то же время пакет *Ansys mechanical* позволяет прикладывать нагрузки и прочие граничные условия постепенно, что может упростить решение. Было введено два шага по 1 секунде каждый с целью увеличения сходимости, так как на первом шаге (от 0 до 1 секунды) нагрузка (перемещение) не вводилась, а вводились только контакты. Тем не менее, задача в один шаг оказалась также стабильной и намного быстрее в расчёте.

При большой нагрузке рабочий зазор способен полностью выбираться, образуя дополнительные контактные пары. Такие контакты на поверхностях под выступами не задавались, несмотря на то, что они имели место в эксплуатации. Учёт дополнительных контактов приводит к существенному усложнению расчётов и будет выполнен в дальнейшем.

Все расчёты проводились на базе суперкомпьютера «Сергей Королёв». Первым был рассчитан спрямлённый сектор кольца. Время расчёта составило около 1 часа. Расчёт одного или двух упругих колец занимает от 3 до 7 часов, поэтому многовариантные расчёты проводились для спрямлённого сектора.

Для номинального размера использовались значения из табл.1. Длина балки приравнивается длине дуги сектора с одним наружным выступом и двумя половинами внутреннего, куда и прикладывается перемещение (рис. 8). Постановка схожа с задачей, рассматриваемой в [3] (рис. 6). Отличий два: вместо нагрузки задаётся перемеще-

ние, что значительно ускоряет сходимость, а вместо сектора рассматривается спрямлённый участок той же длины. Последнее допущение взято из утверждений в [3;4], что в общем случае поведение упругого кольца можно выразить через поведение нескольких балок малой кривизны. Для примера расчёта приведено распределение перемещений для пластины номинальных размеров (рис. 8).

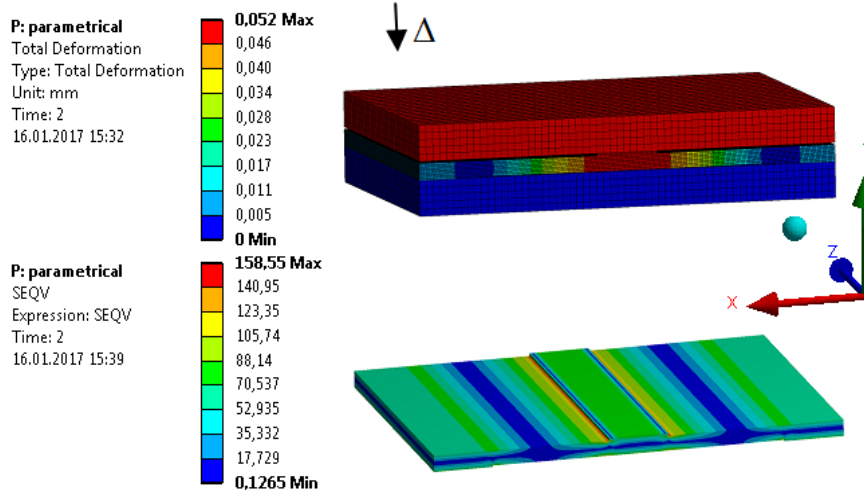


Рис. 8. Распределение смещений и напряжений спрямлённого сегмента кольца:  
Δ – заданное перемещение

Сравнение модели при номинальных размерах (табл. 1) показало совпадение с моделями Хронина-Леонтьева и Артемова в пределах 10%, а для модели ОСТ отклонение составило более 700%. Поэтому проведены дополнительные расчёты для данной модели при различных диаметрах кольца при неизменной толщине кольца и других одинаковых параметрах. Результаты расчётов приведены в табл. 3.

Таблица 3. Результаты сравнительных расчётов – численного и по ОСТ

$D_2$ , мм	ОСТ, мм/Н	числ. деформ, мкм	Реакц. кН	числ. податлив. мм/Н	числ./ОСТ податлив.
60	1,48E-9	4,57	209	6,25E-08	42,2
70	1,30E-08	5,66	82,9	1,95E-07	15
95	1,31E-07	5,78	9,44	1,75E-06	13,3
115	4,58E-07	5,64	7,44	3,86E-06	11,7
135	7,86E-07	5,50	5,45	5,97E-06	10
155	1,44E-06	5,23	1,46	1,02E-05	7,08
175	2,40E-06	5,18	1,1	1,36E-05	5,68
195	3,79E-06	5,16	962	1,64E-05	4,29
215	5,18E-06	5,14	839	1,91E-05	3,68
235	7,96E-06	5,10	594	2,45E-05	3,08
300	1,92E-05	5,06	397	3,64E-05	1,90
400	5,37E-05	5,04	263	5,48E-05	1,02
500	1,16E-04	5,03	197	7,30E-05	0,63
1000	1,15E-03	5,01	87,5	1,64E-04	0,14

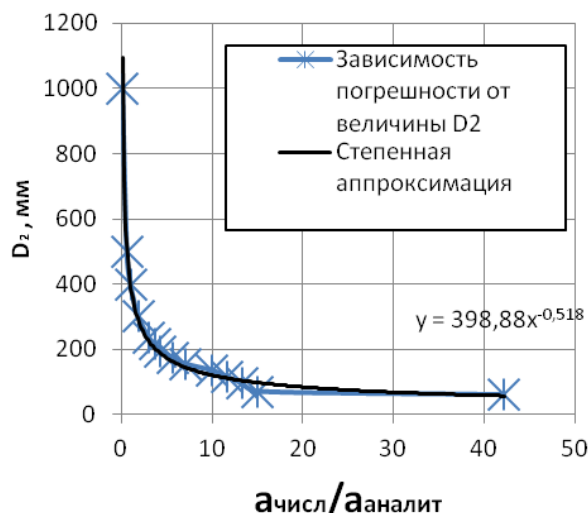


Рис. 9. Зависимость отношения податливости, полученной разными методами, от диаметра упругого кольца  $D_2$

График на рис. 9 показывает насколько конкретный геометрический параметр кольца (диаметр) влияет на величину податливости. Из графика видно, что существует степенная функция вида  $y = ax^b$ . Данная функция позволяет соотносить показатель податливости, полученный аналитически (посредством ОСТ) и полученный численно (посредством Ansys) на модели балки.

### Расчёт податливости упругого кольца с учётом монтажных допусков

Поскольку упругие кольца точно изготовить невозможно, то важной задачей является учёт натягов и зазоров, возникающих при монтаже демпферного пакета. Для номинального размера использовались значения из табл. 1. Принято перемещение, равное 50 мкм. Были проведены расчёты с двумя крайними случаями посадок: максимальный натяг и максимальный зазор. Расчёт с номинальными размерами показал, что отклонение от модели ОСТ достигает 8%. Все три модели имеют разное число рабочих участков кольца, что хорошо видно на рис. 10, где волнами условно показано число работающих участков. Указанные особенности и другие результаты расчётов сведены в табл. 4.

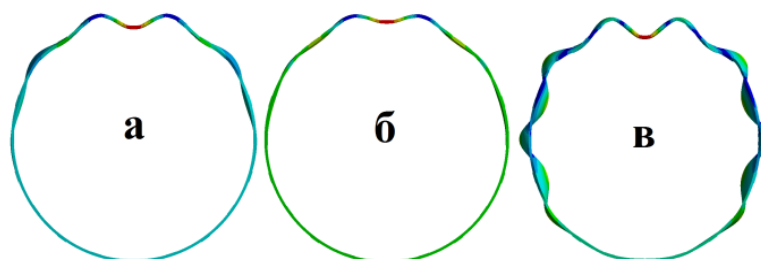


Рис. 10. Количество работающих участков одинарного кольца для случая: точный размер (а), с зазором (б), с натягом соответственно (в)

Таблица 4. Результаты анализа упругого кольца при различных величинах допуска

Параметры посадки, мкм	Натяг				Зазор		
	22	11	5,5	0	-4,5	-9	-18
Напряжение, ГПа	2,04	1,44	1,14	0,85	0,75	0,65	0,49
Напряжение трения, ГПа	0,25	0,16	0,1	0,06	0,05	0,04	0,02
Реакция в заделке, КН	11,4	9,79	8,98	8,18	7,1	6,06	3,9
Перемещение пластины, мкм	5,26	5,32	5,36	5,39	5,27	5,15	5,11
Работающие участки кольца, шт	10 из 10	7 из 10	6 из 10	5 из 10	4 из 10	4 из 10	3 из 10
Податливость числ, мм/Н	7,68E-07	1,33E-06	1,6E-06	1,88E-06	2,45E-06	3,02E-06	4,58E-06

Как видно из табл. 4, допуск кардинально изменяет характеристики жёсткости кольца. Поле разброса составляет более 100%, то есть кольцо может быть как в два раза жёстче, так и почти в два раза податливее.

На графике по полученным данным (рис. 11) видно, что влияние зазоров и натягов неодинаково. При одинаковых по абсолютной величине зазоре и натяге податливость с зазором будет в три раза больше, чем при натяге. Поэтому для реального механизма наличие неучтённого натяга будет предпочтительнее зазора.

Подобным разбросом можно объяснить имеющее место в эксплуатации касание о корпус в местах максимального прогиба упругих участков. По всей видимости, здесь появляются дополнительные контактные пары в нерасчётных областях. Решение данной проблемы возможно двумя путями: либо увеличением жёсткости на расчётную величину (анализ КЭ модели), либо увеличением точности изготовления (уменьшение величины поля допусков).

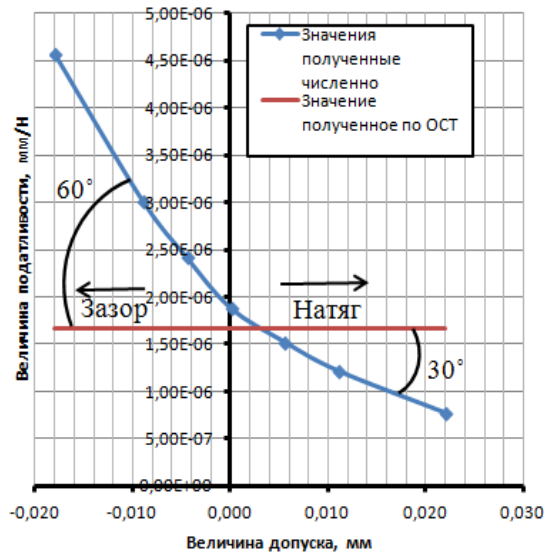


Рис. 11. Зависимость податливости от величины допуска

### Расчёт податливости пакета из двух упругих колец

Пакет колец используется для создания излома в упругой характеристике опоры при прохождении резонанса и поэтому внутреннее кольцо обычно имеет значительно большую жёсткость, чем внешнее.

Параметры геометрии берутся из табл. 1. Расчёт проводился только для номинального допуска. Сравнение с ОСТ не представляется возможным, так как в нём не предусмотрено использование пакета.

Перемещение в модели задаётся так же, как и в случае с одним кольцом – через внешнюю стенку корпуса. Полученные значения можно выводить как для отдельных колец, так и для всего пакета (рис. 12). Все рассчитанные величины приведены в табл. 5.

Из табл. 5 видно, что внутреннее кольцо смещается в 2,5 раза меньше, чем внешнее, так как жёсткость внутреннего кольца всегда выше жёсткости внешнего. Напряжения в нём в 2 раза меньше.

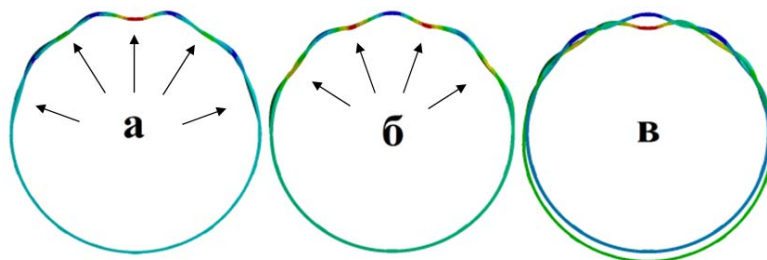


Рис. 12. Количество работающих участков сдвоенного кольца для случая: наружного (а), внутреннего (б) и двух колец одновременно (в)

Таблица 5. Результаты анализа пакета из двух упругих колец

Кольцо	Наружное	Внутреннее
Напряжение, МПа	2121,3	1044,5
Перемещение пластины, мм	0,0511	0,0191
Рабочие участки, шт	5 из 10	4 из 10
Податливость, мм/Н	2,7E-06	1,3E-06

При сравнении поведения сдвоенного кольца (рис. 12) и одинарного кольца (рис. 10) можно заметить, что наружный элемент у сдвоенного кольца имеет такое же количество работающих участков (отмечено пятью стрелками на рис. 12, а), как и одинарное кольцо при посадке без зазора и без натяга. Однако внутренний элемент сдвоенного кольца имеет на один работающий участок меньше (отмечены четырьмя стрелками на рис. 12, б). Как отмечалось выше, в численной модели сдвоенного кольца принималось, что все кольца устанавливались без зазора. Однако согласно результатам анализа одинарного упругого кольца (табл. 4) внутренний элемент сдвоенного упругого кольца ведёт себя аналогично одинарному кольцу с зазором.

### Заключение

1. Модель ОСТ наиболее близка по полученным значениям податливости к КЭ модели. Для одинарного кольца без технологических отклонений погрешность не превышает 8%.

2. Упрощённая модель спрямлённого сектора хорошо согласуется с моделями Артемова и Хронина-Леонтьева, но существенно отличается от модели ОСТ. Для модели ОСТ получена степенная закономерность отклонения при изменении диаметра кольца.

3. Влияние монтажа колец оценивается по их посадке в корпус. Изменение посадки в пределах принятого поля допусков способно изменить значение величины подат-



ливости кольца в два и более раз. Абсолютная величина зазора изменяет податливость кольца в три раза сильнее, чем натяг.

4. Определена жёсткость рассмотренной модели сдвоенной упругой пары. Анализируемые кольца имеют разное число работающих участков: 5 из 10 – на внешнем кольце и 4 из 10 – на внутреннем. Внутреннее кольцо сдвоенного пакета работает аналогично кольцу с зазором.

### Библиографический список

1. Новиков Д.К., Дилигенский Д.С. Анализ конструкции гидродинамических демпферов // Сб. трудов международного научно-технического форума, посвящённого 100-летию ОАО «Кузнецов» и 70-летию СГАУ. Т. 2. Международная научно-техническая конференция с участием молодых учёных «Динамика и виброакустика машин». Самара: Самарский государственный аэрокосмический университет, 2012. С. 47-48.

2. ОСТ 1 10778-72, ОСТ 1 10779-72. Кольца упругие опор роторов газотурбинных двигателей, конструкция и размеры. М., 1972. 11 с.

3. Хронин Д.В., Леонтьев М.К., Борздыко Е.В. Конструкция и проектирование упругодемпферных опор роторов ВРД: уч. пособие. М.: Московский авиационный институт, 1988. 37 с.

4. Артемов Е.А. Экспериментальное и расчётное определение податливости упругих опор турбомашин // Известия высших учебных заведений. Авиационная техника. 1965. № 2. С. 48-55.

5. Леонтьев М.К., Терешко А.Г. Исследование характеристик упругих колец в опорах роторов газотурбинных двигателей // Вестник Московского авиационного института. 2011. Т. 18, № 3. С. 135-146.

## INFLUENCE OF ASSEMBLY CONDITIONS ON THE STRESSED-STAINED STATE OF DAMPER SUPPORT ELASTIC RINGS

© 2017

**D. S. Diligensky** Postgraduate Student of the Department of Aircraft Engine Design;  
Samara National Research University, Samara, Russian Federation;  
[diligen@mail.ru](mailto:diligen@mail.ru)

**D. K. Novikov** Doctor of Science (Engineering), Professor of the Department of Aircraft Engine Design;  
Samara National Research University, Samara, Russian Federation;  
[novikovdk\\_ssau@mail.ru](mailto:novikovdk_ssau@mail.ru)

The article considers the influence of different tolerance values on the stiffness of elastic rings in squeeze film dampers. This type of damper is widely used in gas turbine engine supports. The available analytical solutions have a number of limitations. A parametric finite-element model of an elastic ring, a set of two interconnected elastic rings and a simplified segment is presented. The results obtained show the discrepancy between values of compliance for different numerical models as compared to analytical approaches. The effect of assembly tolerances on the value of compliance is shown.

*Damper; elastic rings; support; compliance; stiffness; tolerance range; interference; clearance; elastic zone; sliding; nib points.*

**Citation:** Diligensky D.S., Novikov D.K. Influence of assembly conditions on the stressed-stained state of damper support elastic rings. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2017. V. 16, no. 1. P. 87-100.  
DOI: 10.18287/2541-7533-2017-16-1-87-100

## References

1. Novikov D.K., Dilighensky D.S. Hydrodynamic damper design analysis. *Sb. trudov mezhdunarodnogo nauchno-tekhnicheskogo foruma, posvyashchennogo 100-letiyu OAO «Kuznetsov» i 70-letiyu SGAU. T. 2. Mezhdunarodnaya nauchno-tekhnicheskaya konferentsiya s uchastiem molodykh uchenykh «Dinamika i vibroakustika mashin»*. Samara: Samara State Aerospace University Publ., 2012. P. 47-48. (In Russ.)
2. OST 1 10778-72, 1 10779-72. Elastic rings of gas turbine engine rotor supports. Design and dimensions. Moscow, 1972. 11 p.
3. Khronin D.V., Leont'ev M.K., Borzdyko E.V. *Konstruktsiya i proektirovanie uprugodempfernykh opor rotorov VRD: uch. posobie* [Design and construction of gas turbine engine rotor support elastic rings]. Moscow: Moscow Aviation Institute Publ., 1988. 37 p.
4. Artemov E.A. Experimental and calculation defining of turbomachinery elastic supports flexibility. *Soviet Aeronautics*. 1965. No. 2. P. 48-55.
5. Leontiev M.K., Tereshko A.G. Investigation of characteristics of elastic rings mounted in rotor bearings of gas-turbine engines. *Vestnik Moskovskogo aviatsionnogo instituta*. 2011. V. 18, no. 3. P. 135-146.

## ПЕРСПЕКТИВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ПРОЦЕССА ОЦЕНКИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ РАБОЧИХ ЖИДКОСТЕЙ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ

© 2017

**А. Н. Коптев** доктор технических наук, профессор кафедры эксплуатации авиационной техники;  
Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва;  
[eat@ssau.ru](mailto:eat@ssau.ru)

**А. М. Гареев** кандидат технических наук, доцент кафедры эксплуатации авиационной техники;  
Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва;  
[gareevalbert@mail.ru](mailto:gareevalbert@mail.ru)

**И. А. Попельнюк** аспирант кафедры эксплуатации авиационной техники;  
Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва;  
[osni204@yandex.ru](mailto:osni204@yandex.ru)

Статья посвящена проблеме оценки технического состояния рабочих жидкостей (РЖ) гидравлических систем летательных аппаратов. На основании изучения научно-технической литературы выбраны параметры рабочей жидкости, которые определяют её техническое состояние (концентрация загрязнений, вязкость, плотность, антиокислительные, противоизносные и температурные свойства) и рассмотрены особенности существующего процесса его оценки. Разработана структурная графоаналитическая модель, отражающая состояние рабочей жидкости, учитывающая влияние её основных параметров, а также матрицы достижимостей и контрадостижимостей. При анализе полученных результатов было установлено, что компоненты графа сильно связаны друг с другом. Так вязкость тесно взаимосвязана с противоизносными и температурными свойствами, а изменение содержания механических примесей в рабочей жидкости влечёт изменение всех остальных её параметров. Поэтому оценка состояния рабочей жидкости на основе измерения только чистоты и вязкости не вполне достоверна. Обосновано дальнейшее направление исследований с целью разработки новых методов оценки состояния рабочей жидкости, а именно разработка системы математических моделей состояния рабочей жидкости, учитывающей все её составляющие.

*Летательный аппарат; гидравлическая система; рабочая жидкость; загрязнения; оценка технического состояния; математическая модель; метод; пространственно-временные образы.*

---

**Цитирование:** Коптев А.Н., Гареев А.М., Попельнюк И.А. Перспективные направления совершенствования процесса оценки технического состояния рабочих жидкостей гидравлических систем летательных аппаратов // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2017. Т. 16, № 1. С. 101-108. DOI: 10.18287/2541-7533-2017-16-1-101-108

### Введение

Гидравлические системы (ГС) активно используются на борту летательных аппаратов (ЛА) в качестве одной из энергетических систем. Принцип действия ГС основан на свойствах текучести и несжимаемости жидкости, которая будучи заключённой в жёсткий трубопровод, способна передавать усилия как жёсткий стержень. На каждую конкретную марку РЖ существует свой стандарт, регламентирующий нормальные значения основных её свойств. Таким образом, необходимое обеспечение работоспособности и правильного функционирования ГС в любой момент времени – соответствие РЖ установленным требованиям. Поэтому необходимо осуществлять постоянный мониторинг состояния РЖ на всех этапах жизненного цикла.

### **Постановка задачи**

Существует перечень общих требований к РЖ:

- обладать хорошими смазывающими свойствами;
- иметь пологую вязкостно-температурную зависимость;
- предохранять от коррозии поверхности деталей гидрооборудования;
- не иметь механических примесей;
- не поглощать и не выделять газов;
- обладать достаточной химической стойкостью;
- иметь достаточную долговечность;
- иметь высокий объёмный модуль упругости;
- иметь малый температурный коэффициент расширения;
- быть нетоксичными и не иметь неприятного запаха;
- не быть агрессивными к резиновым уплотнительным элементам;
- иметь высокую температуру вспышки и низкую температуру застывания;
- не содержать легкоиспаряющиеся элементы;
- иметь высокие диэлектрические качества.

На основании [1-3] и с учётом требований стандартов к различным маркам РЖ установлено, что её состояние во многом зависит от стабильности параметров:

- вязкость;
- плотность;
- кислотное число (антиокислительные свойства);
- коррозионная активность (противоизносные свойства);
- загрязнённость;
- температурные показатели (вспышки, кипения, застывания).

Механические примеси оказывают наиболее сильное деструктивное влияние на состояние как самой РЖ, так и гидравлических агрегатов [4;5], а вязкость значительно влияет на точность работы ГС [6]. Однако при оценке технического состояния РЖ нельзя ориентироваться только на её чистоту и вязкость, т.к. при таком подходе возникают значительные погрешности и резко повышается вероятность пропуска дефекта (допуск для дальнейшей эксплуатации РЖ с неудовлетворительным состоянием). Особенно это характерно для ГС, эксплуатация которых предусматривает очистку РЖ, после которой при нормальных показателях загрязнённости возможно ухудшение её химических, физических и тепловых свойств. Комплексная оценка всех возможных параметров РЖ является трудоёмким и долгим процессом. Поэтому самый быстрый и экономически эффективный путь – это разработка новых методов с использованием теории распознавания образов, позволяющих при минимальных материальных и временных затратах получать достоверную информацию о состоянии РЖ.

Одним из первых шагов в этом направлении является анализ основных параметров РЖ, определяющих её состояние по следующим критериям:

1. Информативность (насколько по значению того или иного параметра РЖ можно судить о значении других параметров и её состоянии в целом).
2. Простота определения (насколько развиты методы и средства для оценки того или иного параметра).

### **Метод решения**

Для решения поставленной задачи с использованием теории графов [7] была построена структурная графоаналитическая модель, отражающая состояние РЖ (рис. 1).

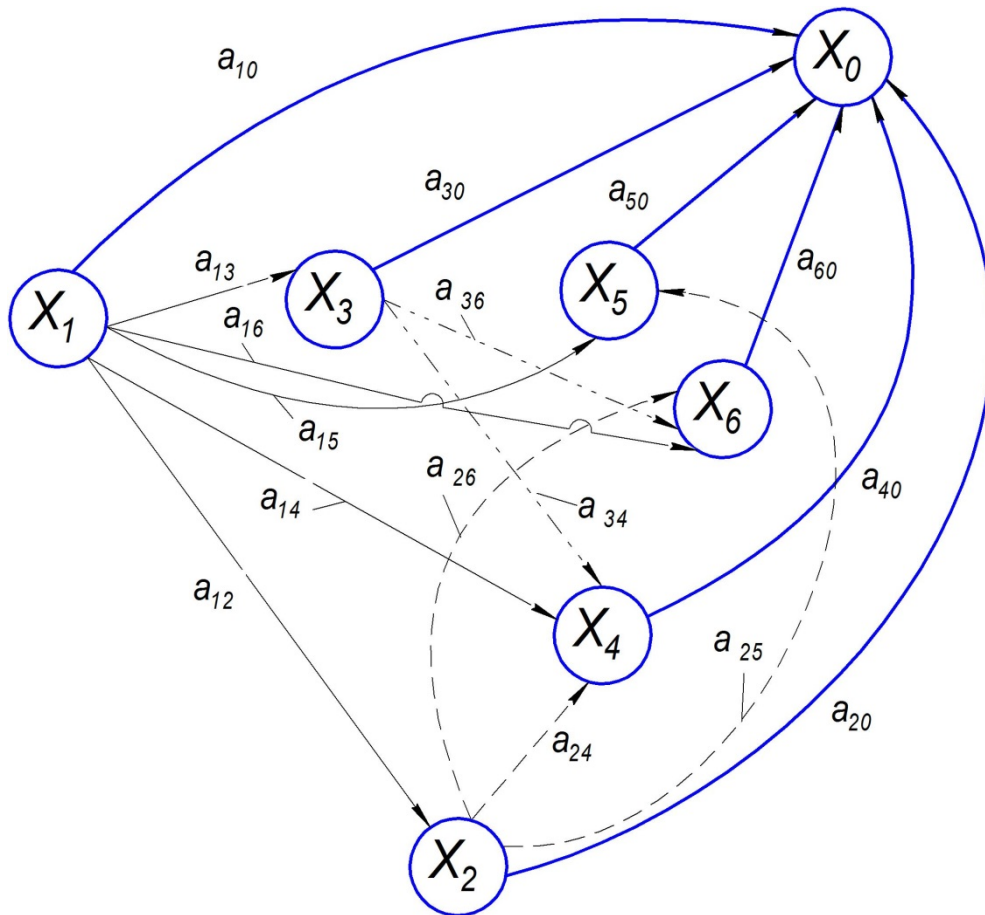


Рис. 1. Структурная графоаналитическая модель

Ориентированный граф  $G = (X, A)$  состоит из множества вершин  $\sum_{i=0}^6 x_i \subset X$  и множества связей между ними  $\sum_{j=1}^{17} a_j \subset A$ . Перечень условных обозначений и их расшифровка для графа  $G = (X, A)$  приведён в табл. 1.

Таблица 1. Перечень условных обозначений для структурной графоаналитической модели

Условное обозначение	Расшифровка
$X_0$	Состояние РЖ
$X_1$	Загрязнённость РЖ
$X_2$	Вязкость РЖ
$X_3$	Плотность РЖ
$X_4$	Противоизносные свойства РЖ
$X_5$	Антиокислительные свойства РЖ
$X_6$	Температурные свойства РЖ
$a_{ij}$	Дуги графа

Матрица смежностей графа, построенная из соображений взаимосвязи различных параметров РЖ между собой, имеет вид:

$$A = \begin{array}{c|cccccccc} & x_0 & x_1 & x_2 & x_3 & x_4 & x_5 & x_6 \\ \hline x_0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \hline x_1 & 1 & 0 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ \hline x_2 & 1 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 1 \\ \hline x_3 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ \hline x_4 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \hline x_5 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \hline x_6 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{array}$$

Для проведения качественного анализа взаимосвязи элементов графа были построены матрицы достижимости  $R = (r_{i,j})$  и контрдостижимостей  $Q = (q_{i,j})$  для данного графа, исходя из следующих соображений:

$$r_{i,j} = \begin{cases} 1, & \text{если вершина } x_j \text{ достижима из } x_i \\ 0, & \text{в противном случае} \end{cases}$$

и

$$q_{i,j} = \begin{cases} 1, & \text{если из вершины } x_i \text{ можно достичь вершину } x_j \\ 0, & \text{в противном случае} \end{cases};$$

$$\left. \begin{aligned} R(x_0) &= \{0\}; \\ R(x_1) &= \{x_1\} \cup \{x_0; x_2; x_3; x_4; x_5; x_6\} = \{x_0; x_1; x_2; x_3; x_4; x_5; x_6\}; \\ R(x_2) &= \{x_2\} \cup \{x_3; x_4; x_6\} \cup \{x_0; x_2; x_4; x_6\} = \{x_0; x_2; x_3; x_4; x_6\}; \\ R(x_3) &= \{x_3\} \cup \{x_0; x_2; x_4; x_6\} \cup \{x_0; x_3; x_4; x_6\} \cup \{x_0\} \cup \{x_0\} = \{x_0; x_2; x_3; x_4; x_6\}; \\ R(x_4) &= \{x_4\} \cup \{x_0\} = \{x_0; x_4\}; \\ R(x_5) &= \{x_5\} \cup \{x_0\} = \{x_0; x_5\}; \\ R(x_6) &= \{x_6\} \cup \{x_0\} = \{x_0; x_6\}; \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

$$R = \begin{array}{c|cccccccc} & x_0 & x_1 & x_2 & x_3 & x_4 & x_5 & x_6 \\ \hline x_0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \hline x_1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ \hline x_2 & 1 & 0 & 1 & 1 & 1 & 0 & 1 \\ \hline x_3 & 1 & 0 & 1 & 1 & 1 & 0 & 1 \\ \hline x_4 & 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ \hline x_5 & 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 \\ \hline x_6 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{array}$$

$$Q = \begin{array}{c|cccccccc} & x_0 & x_1 & x_2 & x_3 & x_4 & x_5 & x_6 \\ \hline x_0 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ \hline x_1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \hline x_2 & 0 & 1 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ \hline x_3 & 0 & 1 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ \hline x_4 & 0 & 1 & 1 & 1 & 1 & 0 & 0 \\ \hline x_5 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ \hline x_6 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{array}$$

### Анализ результатов и выводы

На основании анализа матриц и соотношений (1) была установлена сильная взаимосвязь между компонентами графа. Следовательно, оценка состояния РЖ на основе показателей чистоты и вязкости не вполне достоверна. Учитывая тот факт, что на сегодняшний день отсутствуют адекватные пространственно-временные модели, объединяющие представление РЖ в рамках трёхмерных пространств и её поведение во времени, одним из возможных решений поставленной задачи является введение опорного пространства  $X = R^3 \times R'$ , где  $R'$  – пространство времени. Для этого необходимо ввести пространство более общего вида, чем  $R^3$ . Кроме того, необходимо исследовать динамику пространственно-временного характера.

В этом случае наиболее общим представлением является универсальный оператор с  $\nu$  (переменными) входами  $x_1, x_2, \dots, x_\nu$  и  $\mu$  (переменными) выходами  $y_1, y_2, \dots, y_\mu$ . Область значений всякого  $x_i$  есть некоторое пространство  $X_i$ , область значений всякого

$y_j$ , есть некоторое пространство  $Y_j$ . В частности, существуют операторы назначения, не имеющие входов (однако обладающие некоторыми признаками). Преобразования подобия воздействуют только на операторы назначения, оставляя все остальные образующие без изменения. В результате реализации этих преобразований признаки оператора назначения обычно изменяются, однако требуется, чтобы класс образующих изменялся, а области  $X$  и  $Y$  – не увеличивались.

В целом РЖ представляет собой систему с многими степенями свободы и, как следствие, её поведение является стохастическим. Эти макроскопические системы, динамика которых определяется взаимодействием большого числа микроскопических частей, допускают дополнительные описания на различных уровнях, одним из которых является макроскопический. Он позволяет для практических целей описать РЖ небольшим числом макропеременных. Макропеременные возникают как коллективные свойства динамики, происходящей на микроскопическом уровне, или как моменты функции плотности вероятности (микроскопический уровень). Поэтому необходимо рассмотреть принцип усреднения РЖ в пространстве состояний в виде  $N$ -мерного вектора  $X$ , конец которого описывает непрерывную траекторию и в заданный момент времени  $t$  находится в заданной точке.

В общем случае оценка состояния такой сложной системы, как РЖ может быть реализована на базе построения отображений, которые должны составить теорию решения задач как контроля, так и диагностики, отнесённых при принятии решений во время оперативного обслуживания к задачам контроля состояния, а при диагностике – к определению источников загрязнения и других факторов, влияющих не только на качественные, но и на количественные показатели состояния РЖ.

### **Заключение**

Дальнейшее направление исследований в данной области связано с созданием системы моделей состояния РЖ, учитывающей все его составляющие. Данные модели могут быть получены с использованием теории образов, выдвинутой У. Гренандером. Одним из центральных элементов этой теории являются различные образующие, т.е. элементы – носители информации, которые могут обладать определёнными свойствами: признаком и арностью, указывающими на её свойства, связывающие данную образующую с остальными соответственно.

Полученная графоаналитическая модель позволяет оценить как структуру образующих, так и получить общие представления об их взаимосвязи. На основе этого можно построить конфигурации различных состояний РЖ и реализовать их в рамках образов РЖ в произвольные моменты её жизненного цикла. Сравнение этих образов с образом идеальной РЖ позволит сделать вывод о динамике изменения параметров РЖ и принять решение о возможности её дальнейшей эксплуатации.

### **Библиографический список**

1. Кондаков Л.А. Рабочие жидкости и уплотнения гидравлических систем. М.: Машиностроение, 1982. 217 с.
2. Тимиркеев Р.Г., Сапожников В.М. Промышленная чистота и тонкая фильтрация рабочих жидкостей летательных аппаратов. М.: Машиностроение, 1986. 152 с.
3. Fitch E.C. Fluid contamination control. Oklahome: FES Inc., 1988. 433 p.
4. Гареев А.М., Тиц С.Н. Упреждающее обслуживание гидравлических систем летательных аппаратов. Самара: Самарский научный центр РАН, 2010. 112 с.
5. Гареев А.М., Попельнюк И.А. Исследование механизма заедания золотниковых пар авиационных гидроприводов // Вестник Самарского государственного аэрокосми-



ческого университета имени академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета). 2015. Т. 14, № 2. С. 59-69.

DOI: 10.18287/2412-7329-2015-14-2-59-69

6. Никитин О.Ф. Рабочие жидкости гидроприводов. Классификация, свойства, рекомендации по выбору и применению. М.: Московский государственный технический университет, 2007. 152 с.

7. Кристофидес Н. Теория графов. Алгоритмический подход. М.: Мир, 1978. 432 с.

## PROSPECTIVE LINES OF IMPROVING THE PROCESS OF EVALUATING THE TECHNICAL CONDITION OF AIRCRAFT HYDRAULIC SYSTEM WORKING FLUID

© 2017

**A. N. Koptev** Doctor of Science (Engineering), Professor of the Department of Aircraft Maintenance;  
Samara National Research University, Samara, Russian Federation;  
[eat@ssau.ru](mailto:eat@ssau.ru)

**A. M. Gareyev** Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the Department of Aircraft Maintenance;  
Samara National Research University, Samara, Russian Federation;  
[gareevalbert@mail.ru](mailto:gareevalbert@mail.ru)

**I. A. Popelnyuk** postgraduate student of the Department of Aircraft Maintenance;  
Samara National Research University, Samara, Russian Federation;  
[osni204@yandex.ru](mailto:osni204@yandex.ru)

The article is devoted to the evaluation of the technical condition of aircraft hydraulic system working fluids. Working fluid parameters (concentration of impurities, viscosity, density, anti-oxidation, anti-wear and thermal properties) determining its technical condition are selected on the basis of a study of scientific and technical literature. The peculiarities of the existing process of its evaluation are discussed. A structural grapho-analytical model reflecting the condition of the working fluid was developed. The model takes into account the influence of the fluid's basic parameters as well as reachability and counter-reachability matrices. Analyzing the results, it was found that the graph components are strongly interconnected. Viscosity is closely linked with anti-wear and thermal properties, while variations in mechanical impurity content in the working fluid cause variations in the rest of its parameters. Thus, we can say that the assessment of the working fluid's condition based on measuring only its purity and viscosity is not quite reliable. We substantiate the future line of research with the aim of developing new methods to assess the condition of the working fluid, namely, development of mathematical models of the working fluid condition taking all its components into account.

*Aircraft; hydraulic system; working fluid; impurities; evaluation of technical condition; mathematical model; method; spatiotemporal images.*

---

*Citation:* Koptev A.N., Gareyev A.M., Popelnyuk I.A. Prospective lines of improving the process of evaluating the technical condition of aircraft hydraulic system working fluid. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2017. V. 16, no. 1. P. 101-108. DOI: 10.18287/2541-7533-2017-16-1-101-108

### References

1. Kondakov L.A. *Rabochie zhidkosti i uplotneniya gidravlicheskih system* [Hydraulic fluids and seals]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1982. 216 p.

2. Timirkeev R.G., Sapozhnikov V.M. *Promyshlennaya chistota i tonkaya fil'tratsiya rabochikh zhidkostey letatel'nykh apparatov* [Industrial purity and fine filtration of aircraft hydraulic fluids]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1986. 152 p.

3. Fitch E.C. Fluid contamination control. Oklahome: FES Inc., 1988. 433 p.
4. Gareev A.M., Tits S.N. *Uprezhdayushchee obsluzhivanie gidravlicheskih system letatel'nykh apparatov* [Proactive maintenance of aircraft hydraulic systems]. Samara: SamarSKIY Nauchnyy Tsentr RAN Publ., 2010. 112 p.
5. Gareyev A.M., Popelniuk I.A. Investigation of the seizing mechanism of aviation hydraulic drive spool-and-sleeves. *Vestnik of the Samara State Aerospace University*. 2015. V. 14, no. 2. P. 59-69. (In Russ.). DOI: 10.18287/2412-7329-2015-14-2-59-69
6. Nikitin O.F. *Rabochie zhidkosti gidroprivodov. Klassifikatsiya, svoystva, rekomendatsii po vyboru i primeneniyu* [Pressure fluids of hydraulic drives. Classification, properties, selection and application guidelines]. Moscow: Bauman Moscow State Technical University Publ., 2007. 152 p.
7. Kristofides N. *Teoriya grafov. Algoritmicheskiy podkhod* [Graph theory. Algorithmic approach]. Moscow: Mir Publ., 1978. 432 p.

**О ТИПАХ АЭРОУПРУГИХ КОЛЕБАНИЙ РАБОЧИХ КОЛЁС ТУРБОМАШИН**

© 2017

**А. О. Коскин** заместитель начальника отдела динамических измерений и обработки сигналов;  
Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова,  
г. Москва;  
[koskin@rtc.ciam.ru](mailto:koskin@rtc.ciam.ru)

**В. Г. Селезнев** старший научный сотрудник;  
Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова,  
г. Москва;  
[dep007@rtc.ciam.ru](mailto:dep007@rtc.ciam.ru)

Исследован реальный процесс на наличие автоколебаний. Обнаружено, что его нельзя отнести к автоколебаниям, поскольку не удалось выявить бегущую волну и биения, являющиеся характерными признаками существования автоколебаний. Предложена модель колебательного процесса исходя из вида осциллограмм и теории линейной суперпозиции нескольких одновременно возбуждаемых форм колебаний. Просуммированы два колебания с частотами 919 и 469 Гц. В результате сложения этих частот и сравнения полученных осциллограмм с осциллограммами реального процесса оказалось, что предложенная модель достаточно хорошо отражает реальность. При продвижении во времени вглубь процесса вместе с частотами 465 и 918 Гц появляется третья составляющая, равная 1002 Гц. Проведённое по аналогии с первым примером сложение трёх колебаний даёт удовлетворительный результат. Осциллограммы реального и моделируемого процессов имеют похожий вид. Спектральные составляющие, вычисленные из осциллограммы моделируемого процесса, практически совпадают с частотами реального процесса. Для выяснения вида колебаний рассматриваемого процесса проведён анализ классификации аэроупругих колебаний. Выделено три явления: вынужденные колебания, флаттер и несинхронные колебания. По признакам несинхронных колебаний: не кратности частоте вращения и резонансному характеру колебаний – рассмотренный пример был отнесён к несинхронным колебаниям.

*Колебания рабочих колёс турбомашин; автоколебания; теория линейной суперпозиции; моделирование; несинхронные колебания.*

**Цитирование:** Коскин А.О., Селезнев В.Г. О типах аэроупругих колебаний рабочих колёс турбомашин // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2017. Т. 16, № 1. С. 109-114. DOI: 10.18287/2541-7533-2017-16-1-109-114

Рассмотрим процесс, осциллограмма которого представлена на рис. 1, и определим, к какому типу колебаний его можно отнести.

На рис. 2 представлен участок № 1 осциллограммы (рис. 1) и полученный по нему спектр.

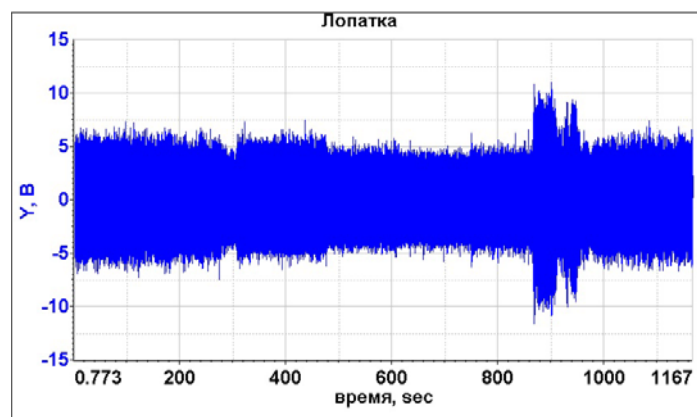


Рис. 1. Осциллограмма исследуемого процесса

Чтобы идентифицировать процесс, необходимо сначала провести проверку его на наличие автоколебаний рабочих лопаток, как это принято в отечественной практике исследований колебаний рабочих колёс турбомашин. При этом определяющими признаками автоколебаний считаются частота процесса, не кратная частоте вращения рабочего колеса, и наличие бегущей по колесу волны деформации. Кратность частоты колебаний рабочего колеса к оборотам составляет 5,87.

Наличие волны деформации, бегущей в окружном направлении, и количество диаметров для частоты 919 Гц можно определить по постоянному сдвигу фаз  $\Delta\varphi$  между соседними лопатками в рабочем колесе, который вычисляется по известной формуле

$$\Delta\varphi = \pm \frac{2\pi n}{R},$$

где  $n$  – количество диаметров,  $R$  – количество лопаток в рабочем колесе.

Проверим наличие бегущей волны по вычислению фазы взаимной спектральной плотности, дающей на частоте 919 Гц картину распределения сдвига фаз колебаний между несколькими парами соседних лопаток, а именно:

$$\Delta\varphi_{(12-13)} = 162,10^\circ; \Delta\varphi_{(13-14)} = 75,65^\circ; \Delta\varphi_{(14-15)} = 52,73^\circ; \Delta\varphi_{(15-16)} = 73,52^\circ;$$

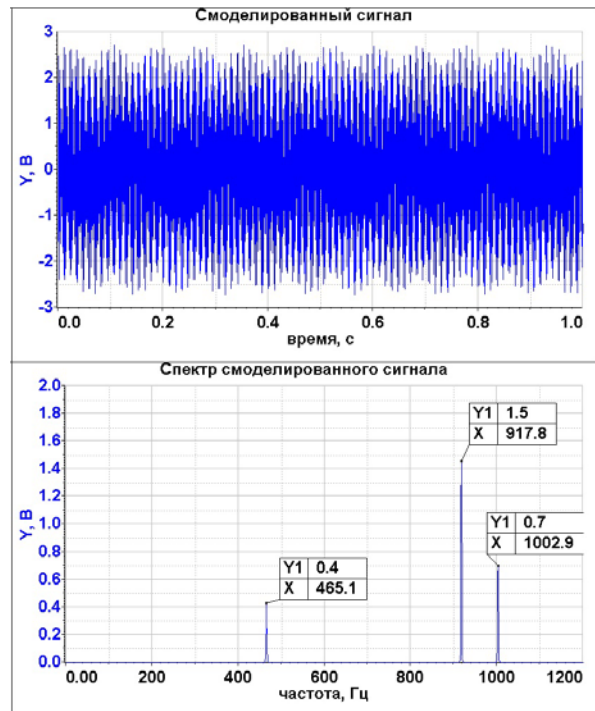
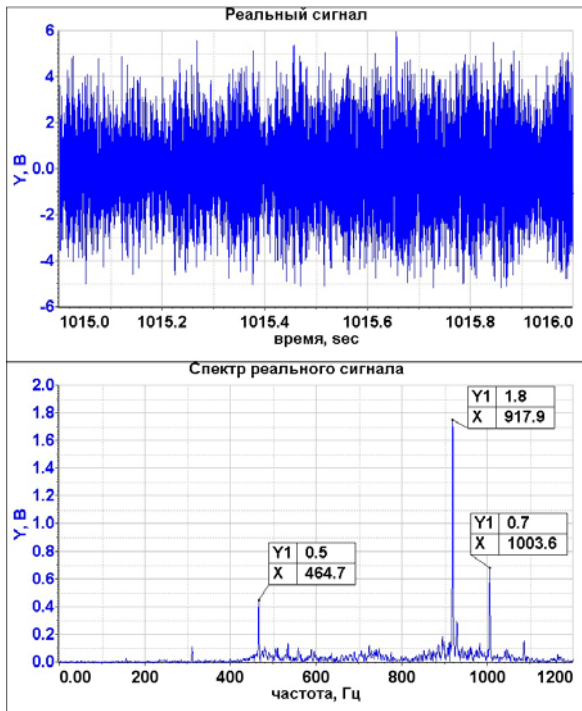
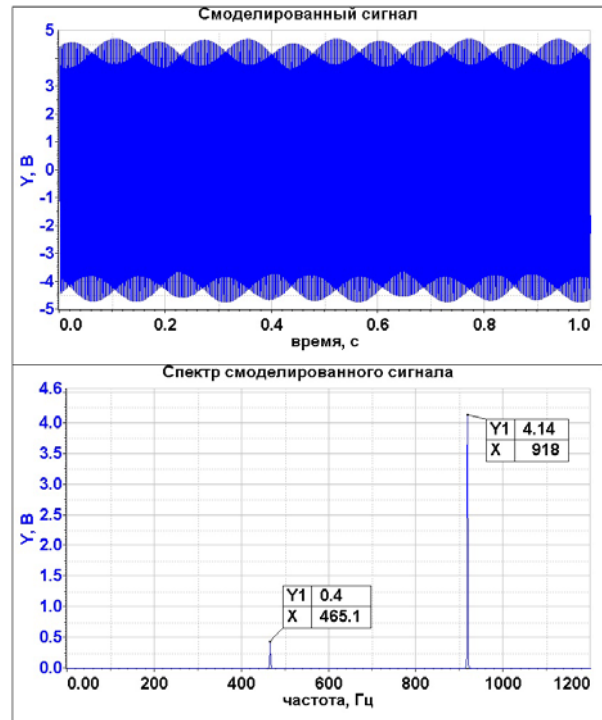
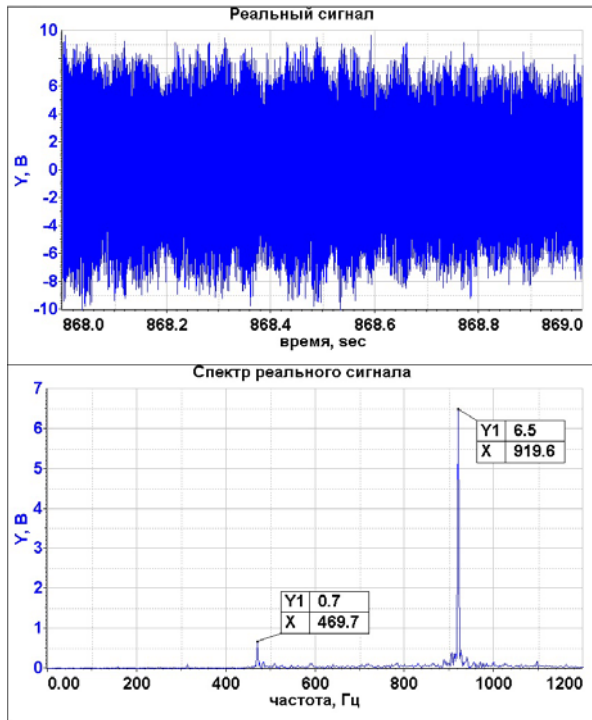
$$\Delta\varphi_{(16-17)} = 90,65^\circ; \Delta\varphi_{(17-18)} = 48,76^\circ; \Delta\varphi_{(18-19)} = 91,43^\circ; \Delta\varphi_{(19-20)} = 69,62^\circ.$$

Как видно из приведённых значений для сдвигов фаз, идентифицировать волну как бегущую по приведённой выше формуле довольно затруднительно, поскольку эта величина непостоянная. Точно так же дело обстоит и с количеством диаметров, поскольку эта величина тоже непостоянная. При этом наблюдается большой разброс значений как для сдвигов фаз, так и для количества диаметров. Поэтому какими бы причинами не были обусловлены подобного рода разбросы, прибегать к вычислениям сдвигов фаз и, соответственно, количества диаметров по приведённой выше формуле следует с большой осторожностью. О трудностях, связанных с определением сдвигов фаз, изложено в [1].

В связи с этим обратимся к виду осциллограмм и предложим модель колебательного процесса исходя из вида осциллограмм и теории линейной суперпозиции двух одновременно возбуждаемых форм колебаний. Теория линейной суперпозиции устанавливает, что отклик от возбуждения множества форм колебаний является линейной суперпозицией каждой из возбуждённых форм колебаний. Поскольку в процессе участвуют две частоты – 919 и 469 Гц, то имеет место пример сложения двух колебаний с различными частотами. Эти колебания можно рассматривать как амплитудно-модулированные колебания с несущей частотой 919 Гц без боковых составляющих. Амплитуда этих колебаний меняется относительно своего среднего значения. Основные колебания модулируются по амплитуде с частотой модуляции 450 Гц, равной разности частот 919 и 469 Гц [2]. Результат сложения частот 919 и 469 Гц показан на рис. 3.

На рис. 4 представлен участок № 2 осциллограммы процесса и полученный по нему спектр. Из рис. 4 видно, что при продвижении во времени вглубь исследуемого процесса появляется третья частотная составляющая, равная 1002 Гц. Результат сложения частот 465, 918 и 1003 Гц показан на рис. 5.

Как видно из рис. 2 – 5, осциллограммы реального и смоделированного процессов имеют похожий вид. Кроме того, спектральные составляющие, вычисленные из осциллограммы смоделированного процесса (рис. 3, 5), практически совпадают с частотами реального процесса, приведёнными на рис. 2, 4.



Таким образом, анализируемые колебания нельзя отнести к разряду автоколебаний, поскольку автоколебания сопровождаются биениями, обусловленными разностью частот внешнего источника и собственно рабочего колеса [3], хотя так бывает не всегда, поскольку биения могут возникнуть при наличии двух рядом лежащих по частоте ортогональных форм колебаний [4]. В рассматриваемом случае имеет место процесс с амплитудно-модулированными колебаниями, где несущая частота 919 Гц появляется в спектре без боковых составляющих.

Рассмотрим, к какому типу аэроупругих колебаний можно отнести рассматриваемый пример исходя из классификации явлений подобного рода, принятой за рубежом.

Классификация аэроупругих явлений не имеет чётко определённых границ. Тем не менее в зарубежной литературе отмечается, что при конструировании лопаток турбомашин рассматриваются два основных аэроупругих явления – вынужденные колебания и флаттер [5]. Вынужденные колебания лопаток рабочего колеса возникают вследствие аэродинамического возбуждения, вызванного окружающими неоднородностями в поле потока, такими как отрывные вихри. В результате возбуждаемые частоты являются целыми множителями от частоты следования лопаток и, таким образом, синхронными с частотой вращения рабочего колеса. С другой стороны, флаттер является самовозбуждающейся аэроупругой неоднородностью, при которой колеблющиеся лопатки рабочего колеса и результирующие переменные аэродинамические силы взаимно усиливают друг друга.

Третье явление, являющееся менее общей формой аэроупругих колебаний – несинхронные колебания (НСК), возникающие в лопатках вентилятора и передних ступенях компрессора высокого давления (КВД). С несинхронными колебаниями, которые иногда ошибочно принимают за флаттер, сталкивались в большинстве, если не во всех, двигателестроительных компаниях. В некоторых случаях переменные нагрузки достигали достаточно высоких уровней, чтобы вызвать многоцикловое усталостное разрушение. В результате этого необходимо было заново конструировать разрушившийся элемент, что является дорогостоящим мероприятием, которое могло существенно увеличить время разработки двигателя [5].

На рис. 6 представлена резонансная диаграмма, которая является инструментом, обычно используемым для идентификации источников колебаний при конструировании лопаток компрессора, с показанными на ней различными типами колебаний [6].

На приведённой диаграмме по оси абсцисс откладываются частоты вращения вала ротора, а по оси ординат показаны собственные частоты форм колебаний лопаток как функции частоты вращения с положительным наклоном, обусловленным инерционными силами, которые с увеличением скорости вращения способствуют изменению жёсткости лопатки, в результате чего изменяется частота колебаний лопатки. Вынужденные колебания являются типичными источниками колебаний в компрессорах, и они синхронны с частотой вращения вала. Это означает, что частота возбуждения будет кратна целым числам частоты вращения, известным как гармоники. Типичными источниками гармоник являются следы от рядов лопаток, расположенных вверх и вниз по потоку. При совпадении частоты возбуждения с одной из собственных форм колебаний лопатки наступает резонанс.

С другой стороны, колебания типа «поток – элементы конструкции» необязательно будут синхронны с частотой вращения вала, как это имеет место для вынужденных колебаний. Типичным примером неустойчивости системы «поток – элементы конструкции» и главной заботой при конструировании компрессора является классический флаттер. Классический флаттер является наиболее общим и хорошо изученным типом флаттера. Он представляет собой экспоненциально растущие колебания при достижении скорости флаттера, и единственный путь уйти от него – сбросить обороты.

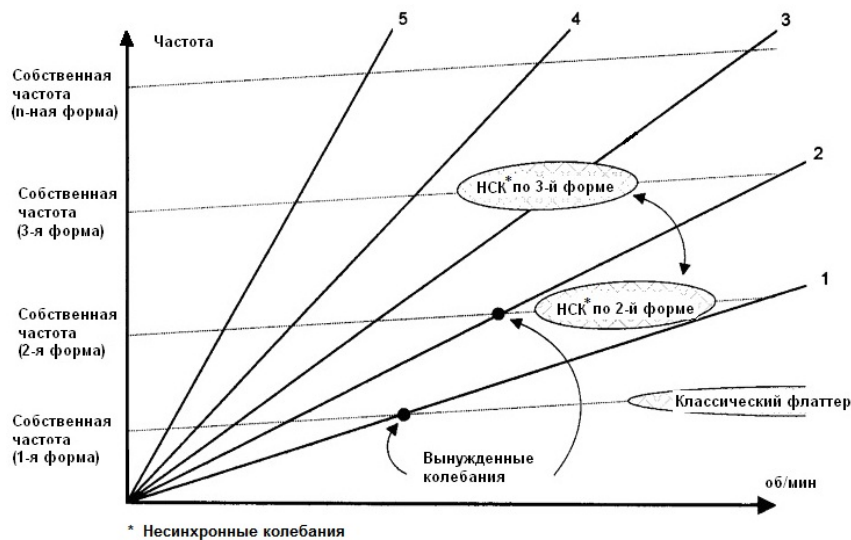


Рис. 6. Классификация типов аэроупругих колебаний

Несмотря на то, что оба явления имеют место при оборотах, не кратных частоте вращения вала, поведение рабочего колеса при флаттере существенно отличается от его поведения при несинхронных колебаниях, которые носят резонансный характер. Кроме того, многие типы флаттера, о которых сообщали представители двигателестроительных компаний, представляли собой несинхронные колебания. Поэтому в публикациях за последние 15 – 20 лет многие случаи несинхронных колебаний просто не были выявлены [6].

Таким образом, проведя анализ аэроупругих процессов по схеме, предложенной в работе [6], можно заключить, что рассмотренный пример относится к типу несинхронных аэроупругих колебаний.

### Библиографический список

1. Селезнев В.Г., Головченко И.Ю., Ильинская О.И. Об интерпретации результатов фазовых измерений при исследовании колебаний рабочих колёс турбомашин // Научные труды (Вестник МАТИ). 2014. № 25 (97). С. 57-65.
2. Магнус К. Колебания: Введение в исследование колебательных систем. М.: Мир, 1982. 304 с.
3. Селезнев В.Г., Павлов Ю.И., Ильинская О.И. Особенности анализа результатов стендовых испытаний рабочих колёс турбомашин // Вестник Московского государственного технического университета им. Н. Э. Баумана. Серия: Машиностроение. 2015. № 1(100). С. 93-100.
4. Скибин В.А., Павлов Ю.И., Попов В.Г., Петров С.Б., Ставицкий А.Л., Кузнецов А.И., Шатохин А.Г., Минеев Б.И., Антонов А.Н., Селезнев В.Г., Шеина Н.В., Ханян Г.С. Методы измерения и обработки параметров физических процессов при испытаниях авиационных двигателей и энергетических установок: уч. пособие. М.: Центральный институт авиационного моторостроения, 2007. 302 с.
5. Kielb R.E., Thomas J.P., Barter J.W., Hall K.C. Blade Excitation by Aerodynamic Instabilities: A Compressor Blade Study // Proc. of ASME Turbo Expo 2003. V. 4. P. 399-406. DOI: 10.1115/gt2003-38634
6. Drolet M. Refinement of non-synchronous vibrations prediction in axial compressors. Maîtrise ès sciences appliquées. Montréal, 2010. 114 p.

## TYPES OF AEROELASTIC VIBRATIONS OF TURBOMACHINERY BLADED DISCS

© 2017

**A. O. Koskin** Deputy Head of Department of Dynamic Measurements and Signal Processing;  
Central Institute of Aviation Motors, Moscow, Russian Federation;  
[koskin@rtc.ciam.ru](mailto:koskin@rtc.ciam.ru)

**V. G. Seleznev** Senior Research Scientist;  
Central Institute of Aviation Motors, Moscow, Russian Federation;  
[dep007@rtc.ciam.ru](mailto:dep007@rtc.ciam.ru)

A real process was analyzed for presence of self-oscillations. Absence of self-oscillations was revealed as its attributes such as progressive wave and beating were not discovered. A model of oscillatory process was proposed on the basis of the kind of oscillograms and the linear superposition theory for several simultaneously excited oscillation modes. In accordance with the theory two vibrations with frequencies equal to 919 and 469 Hz were summed up. As a result of addition of these frequencies and comparison of the derived oscillograms with the real process it was found that the proposed model agrees with the original well enough. Moving further into the process, a third frequency component equal to 1002 Hz originates in addition to those of 465 and 918 Hz. Addition of three frequencies carried out similarly to the first example also yields a satisfactory result. Oscillograms of real and model processes have a similar appearance. The frequency components calculated on the basis of the oscillogram of the model process practically coincided with the real process frequencies. Classification of aeroelastic oscillations was analyzed in order to determine the oscillatory type of the process under investigation. Three main phenomena were distinguished: forced oscillations, flutter and non-synchronous oscillations. Almost all foreign engine companies faced the latter phenomenon, sometimes mistaken for flutter. The analyzed example was labeled as non-synchronous oscillations according to features of non-synchronous oscillations, namely, aliquant rotation frequency and resonant behavior of oscillations.

*Oscillations of turbomachinery bladed discs; self-oscillation; linear superposition theory; modeling; non-synchronous oscillations.*

---

*Citation:* Koskin A.O., Seleznev V.G. Types of aeroelastic vibrations of turbomachinery bladed discs. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2017. V. 16, no. 1. P. 109-114.  
DOI: 10.18287/2541-7533-2017-16-1-109-114

### References

1. Seleznev V.G., Golovchenko I.Yu., Il'inskaya O.I. About interpretation of phase measuring results at research of vibrations of turbomachinery bladed discs. *Nauchnye trudy (Vestnik MATI)*. 2014. No. 25(97). P. 57-65. (In Russ.)
2. Magnus K. *Schwingungen*. Stuttgart: Teubner, 1976. 252 p.
3. Seleznev V.G., Pavlov Yu.I., Ilinskaya O.I. Analysis of test results of turbine bladed discs. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series Mechanical Engineering*. 2015. No. 1(100). P. 93-100. (In Russ.)
4. Skibin V.A., Pavlov Yu.I., Popov V.G., Petrov S.B., Stavitskiy A.L., Kuznetsov A.I., Shatokhin A.G., Mineev B.I., Antonov A.N., Seleznev V.G., Sheina N.V., Khanyan G.S. *Metody izmereniya i obrabotki parametrov fizicheskikh protsessov pri ispytaniyakh aviatsionnykh dvigateley i energeticheskikh ustanovok: uchebnoe posobie* [Methods of measuring and processing physical process parameters in testing aviation engines and propulsion systems]. Moscow: Central Institute of Aviation Motors Publ., 2007. 302 p.
5. Kielb R.E., Thomas J.P., Barter J.W., Hall K.C. Blade Excitation by Aerodynamic Instabilities: A Compressor Blade Study. *Proc. of ASME Turbo Expo 2003*. V. 4. P. 399-406. DOI: 10.1115/gt2003-38634
6. Drolet M. Refinement of non-synchronous vibrations prediction in axial compressors. *Maîtriseès sciences appliquées*. Montréal, 2010. 114 p.



## МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ДЕМПФЕРОВ В ЗАДАЧАХ РОТОРНОЙ ДИНАМИКИ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

© 2017

- М. Н. Кутаков** инженер-программист;  
Инженерно-консультационный центр по роторной динамике турбомашин  
ООО «Альфа-Транзит», г. Химки;  
[maxim.kutakov@alfatran.com](mailto:maxim.kutakov@alfatran.com)
- С. А. Дегтярев** руководитель направления разработки средств моделирования;  
Инженерно-консультационный центр по роторной динамике турбомашин  
ООО «Альфа-Транзит», г. Химки;  
[degs@alfatran.com](mailto:degs@alfatran.com)
- М. К. Леонтьев** доктор технических наук, профессор кафедры «Конструкция и проектирование двигателей»;  
Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет);  
[lemk@alfatran.com](mailto:lemk@alfatran.com)

Рассмотрены вопросы выбора моделей гидродинамических демпферов и методов их расчёта в инженерных задачах роторной динамики газотурбинных двигателей. Целью работы является теоретическое установление критериев применения математических моделей гидродинамического демпфера в зависимости от его характеристик и условий работы. Обозначены уровни моделирования демпфера по количеству пространственных измерений: трёхмерное, двухмерное и одномерное. Представлены принципы постановки граничных условий для учёта торцевых уплотнений. Показаны критерии оценки необходимости учёта таких факторов как турбулентность, инерция жидкости, кавитация.

*Трибология; гидродинамический демпфер; математическая модель; роторная динамика.*

---

*Цитирование:* Кутаков М.Н., Дегтярев С.А., Леонтьев М.К. Математические модели гидродинамических демпферов в задачах роторной динамики газотурбинных двигателей // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2017. Т. 16, № 1. С. 115-128. DOI: 10.18287/2541-7533-2017-16-1-115-128

---

### Введение

Гидродинамические демпферы (ГДД) в опорах роторов авиационных газотурбинных двигателей (ГТД) получили широкое распространение. Их применение позволяет снизить уровень вибраций в конструкциях двигателей, нагрузки в подшипниковых узлах, напряжения в деталях и узлах. Существует большое количество работ в области теоретического и экспериментального исследования как гидродинамики демпферов, так и в области их проектирования для роторных систем. Основные принципы проектирования и математического моделирования ГДД можно найти, например, в работах [1 – 4].

Однако гидродинамический демпфер по-прежнему остаётся одним из сложных элементов роторной системы с точки зрения его проектирования, моделирования и анализа работы. И наиболее сложными, по мнению авторов, являются вопросы, связанные с моделированием работы ГДД в составе модели роторной системы ГТД. Сейчас практически все программы моделирования динамики роторных систем позволяют производить расчёты роторов с демпферными опорами с большей или меньшей степенью приближения модели к физическому объекту. Однако правильное применение инструментов моделирования остаётся инженерной задачей.

В основе модели ГДД как элемента роторной (механической) системы лежит математическая модель течения жидкости в демпферном зазоре. При этом, с одной сторо-

ны, модель демпфера должна быть максимально приближенной к физическому объекту, с другой, требовать минимального количества вычислений для получения требуемых для моделирования роторной системы интегральных характеристик ГДД.

### Гидродинамическая модель демпфера

Простой гидродинамический демпфер (рис. 1) образуется поверхностью цилиндрической втулки (вибратора), фиксируемой на наружном кольце или корпусе подшипника качения, и поверхностью корпуса демпфера. Вибратор не вращается, но может совершать вместе с валом ротора прецессионное движение.

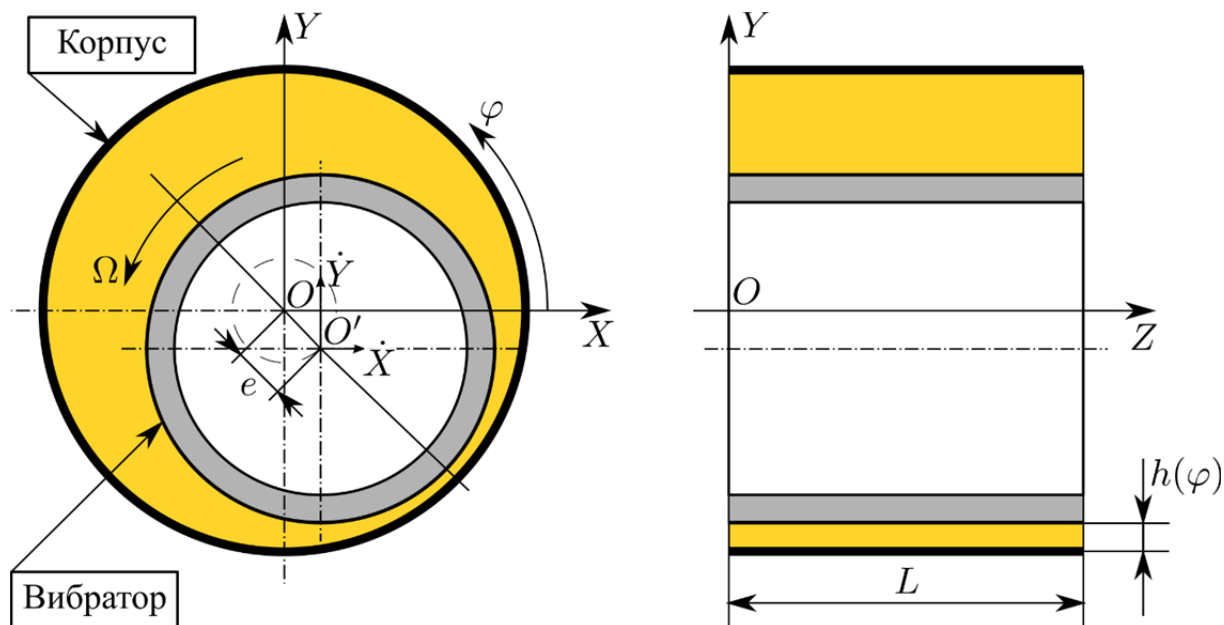


Рис. 1. Схема гидродинамического демпфера

В общем случае движение несжимаемой жидкости при ламинарном режиме течения может быть описано системой из уравнения движения (Навье-Стокса) и уравнения неразрывности (сохранения массы), которые в векторном виде можно записать [5]

$$\begin{cases} \operatorname{div}(\bar{v}) = 0; \\ \rho \frac{d\bar{v}}{dt} = -\operatorname{grad}(p) + \operatorname{div}(2\mu D) + \rho \bar{f}, \end{cases} \quad (1)$$

где  $\bar{v}$  – вектор скоростей;  $\rho$  – массовая плотность;  $p$  – статическое давление;  $\bar{f}$  – вектор массовых сил;  $D$  – тензор скоростей деформации элементарного жидкого объема.

Система (1) включает уравнения в частных производных, которые вместе с граничными и начальными условиями могут быть решены численно с использованием специальных методов, например, метода конечных элементов или метода конечных объемов [6]. Существует множество программных пакетов для решения задач гидродинамики общего назначения как коммерческих (ANSYS CFX, Fluent и т.д.), так и свободных (OpenFOAM, CodeSaturn и т.д.), которые могут быть применены для решения данной задачи. Например, авторы работы [7] произвели моделирование течения жидкости в гидродинамическом демпфере с помощью CFD пакета общего назначения ANSYS

CFX. При этом для достижения приемлемой точности моделирования размерность задачи составила более миллиона степеней свободы, которая для современных ЭВМ не критическая, но требующая значительного времени для выполнения вычислений. В результате была получена трёхмерная картина течения жидкости в зазоре демпфера. Использование CFD пакетов общего назначения позволяет учитывать большую часть особенностей движения жидкости: турбулентность потока, кавитацию, температурную неравномерность, теплообмен со стенками при минимальном наборе допущений. CFD расчёт является наиболее полным и потенциально точным способом моделирования течения в демпфере, доступным инженеру, но обладает существенным недостатком – большим объёмом требуемых вычислений.

Для упрощения задачи можно воспользоваться основным свойством гидродинамических демпферов – зазор в демпфере много меньше остальных размеров – длины окружности и ширины подшипника:

$$\varepsilon = \frac{c}{R} = O(10^{-3}), \quad (2)$$

где  $c$  – номинальный радиальный зазор в демпфере;  $R$  – радиус вибратора.

Рейнольдс ещё в 1886 году [8], основываясь на свойстве (2), справедливом также для подшипников скольжения, и ряде допущений (жидкость несжимаема; вязкость жидкости постоянна во всем объёме; инерция жидкости не учитывается; эффекты турбулентности не учитываются), получил уравнение, описывающее течение жидкости в зазоре подшипника скольжения, которое можно записать в полярной системе координат в виде:

$$\frac{\partial}{R^2 \partial \varphi} \left( \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = \frac{\partial h}{\partial t} + \frac{1}{2} \omega \frac{\partial h}{\partial \varphi}, \quad (3)$$

где  $R$  – радиус цапфы вала (в случае демпфера – радиус вибратора);  $\mu$  – динамическая вязкость жидкости;  $h$  – радиальный зазор между цапфой вала и корпусом;  $\omega$  – угловая скорость вращения цапфы вала;  $\varphi, z$  – угловая и осевая координата.

Вывод уравнения Рейнольдса из системы (1) достаточно полно описан, например, в [5]. В отличие от подшипников скольжения в демпферах цапфа вала заблокирована от вращения. Следовательно, угловая скорость равна нулю и тогда:

$$\frac{\partial}{R^2 \partial \varphi} \left( \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = \frac{\partial h}{\partial t}. \quad (4)$$

Вибратор и корпус представляют собой два параллельных цилиндра, при этом перекосы осей не учитываются.

Функция распределения зазора:

$$h(\varphi) = c - X \cos(\varphi) - Y \sin(\varphi), \quad (5)$$

$$\frac{\partial h}{\partial t} = -\dot{X} \cos(\varphi) - \dot{Y} \sin(\varphi), \quad (6)$$

где  $X, Y$  – координаты центра вибратора,  $\dot{X}, \dot{Y}$  – скорости центра вибратора.

Уравнение (4) примет вид

$$\frac{\partial}{R^2 \partial \varphi} \left( \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = -\dot{X} \cos(\varphi) - \dot{Y} \sin(\varphi). \quad (7)$$

Уравнение (7) является уравнением в частных производных эллиптического типа относительно давления  $p$ . Для его решения необходима постановка граничных условий. При определении граничных условий следует обратиться к физической сущности объекта моделирования. Построим развёртку простого цилиндрического демпфера (рис. 2), которая представляет собой расчётную область  $\Phi$ .

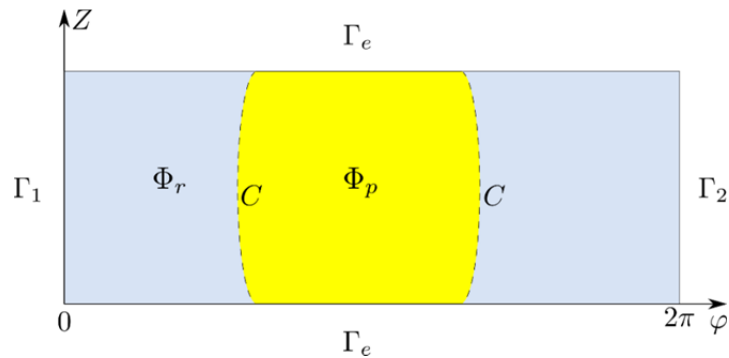


Рис. 2. Развёртка расчётной области

Так как расчётная область является замкнутой, то необходимо задать периодическое граничное условие на границах  $\Gamma_1, \Gamma_2$ :

$$\begin{cases} \left. \frac{\partial p}{\partial \bar{n}} \right|_{\Gamma_1} + \left. \frac{\partial p}{\partial \bar{n}} \right|_{\Gamma_2} = 0; \\ p_{\Gamma_1} = p_{\Gamma_2}, \end{cases} \quad (8)$$

где  $\bar{n}$  – нормаль к границе.

Для определения граничных условий на торцах  $\Gamma_e$  необходимо определить тип торцевых уплотнений. На рис. 3 изображены некоторые варианты торцевых уплотнений.

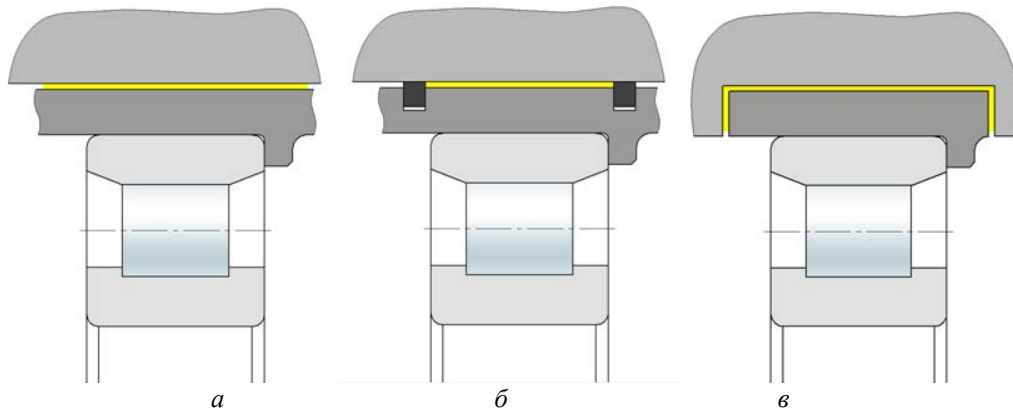


Рис. 3. Типы торцевых уплотнений демпферов:  
а – открытые торцы; б – поршневые кольца; в – щелевые уплотнения

Для демпфера с открытыми торцами, изображённого на рис. 3, а, граничным условием является давление окружающей среды, чаще всего нормальное атмосферное, то есть нулевое избыточное. Таким образом граничное условие можно записать:

$$p(\varphi)|_{\Gamma_e} = p_a = 0, \quad (9)$$

где  $p_a$  – давление окружающей среды.

Для уплотнённого демпфера, изображённого на рис. 3, б, в идеальном случае (при отсутствии утечек через торцевые уплотнения) граничное условие устанавливается в виде:

$$\frac{\partial p}{\partial n}|_{\Gamma_e} = 0. \quad (10)$$

В случае демпфера с щелевыми уплотнениями (рис. 3, в) граничное условие имеет вид:

$$\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial n}|_{\Gamma_e} = q, \quad (11)$$

где  $q = f(p)$  – объёмный расход масла через уплотнение, определяемый перепадом давления и гидравлическим сопротивлением в уплотнении.

Для учёта торцевых утечек через уплотнения демпфера типа б можно применить граничное условие (11). Условий (8) – (11) достаточно для решения уравнения (7).

В реальной работе в демпферах наблюдается явление газовой и паровой кавитации. Экспериментальное исследование кавитации в демпферах представлено в работе [9]. Газовая кавитация представляет собой выделение из жидкости растворённых в ней газов при давлении в жидкости ниже равновесного давления растворённого газа. Паровая кавитация представляет собой вскипание жидкости при давлении ниже давления насыщенного пара для используемой жидкости. Чаще возникает газовая кавитация, поскольку давление насыщенного пара для нефтяных масел находится ниже равновесного давления растворённого газа и, кроме того, при давлении в плёнке ниже давления окружающего газа происходит прорыв газа внутрь зоны с пониженным давлением. Для учёта кавитации в расчёте необходимо дополнить граничные условия выражениями, которые будут определять границу зоны кавитации  $C$ :

$$\begin{aligned} C &= \partial\Phi_r \cap \partial\Phi_p; \\ \Phi_r &\overset{\Delta}{=} \{x \in \Phi \mid p(x) = 0\}; \\ \Phi_p &\overset{\Delta}{=} \{x \in \Phi \mid p(x) > 0\}. \end{aligned} \quad (12)$$

Обзор подходов к моделированию зоны кавитации представлен в работах [10;11]. Наиболее простым для применения является условие Гюмбеля. Предполагается, что разрыв масляной плёнки происходит в зоне отрицательного давления. Решение уравнения (7) производится в расчётной области  $\Phi$ , давление с отрицательным значением принимается равным нулю:

$$p(x) < 0 \rightarrow p(x) = 0. \quad (13)$$

Однако условия Гюмбеля не обеспечивают сохранение объёмного расхода жидкости. Условия Свифта-Штибера, в некоторых источниках именуемые граничными условиями Рейнольдса, обеспечивают сохранение объёмного расхода на границе зоны кавитации:

$$\left. \frac{\partial p}{\partial n} \right|_c = 0, \quad p(x)|_c = 0. \quad (14)$$

Условия Свифта-Штибера не обеспечивают сохранение массового расхода и определяют зону кавитации лишь приблизительно. Существуют модели кавитации, обеспечивающие сохранение массового расхода, например, модель Якобсона–Флоберга–Ольсона, модель кавитации Элрода. Вместе с тем условия (14) получили широкое распространение в практике расчётов.

Уравнение (7) с граничными условиями (8) – (11), (13) или (14) может быть решено численным или численно-аналитическим методом, например, методом конечных разностей, конечных элементов, конечных объёмов. Размерность такой задачи будет составлять от нескольких сотен до нескольких тысяч степеней свободы, что значительно ниже, чем при использовании CFD моделирования. Применение уравнения Рейнольдса справедливо только для тонких плёнок. Этого достаточно для большинства задач расчёта демпферов, но требует отдельного учёта таких элементов, как маслораспределительная канавка, так как её глубина уже много больше зазора в демпфере. Кроме того, базовые допущения требуют понимания границ их применимости.

В гидравлическом слое может существовать гидродинамическое течение двух типов: ламинарное и турбулентное. Ламинарный режим течения обуславливается преобладанием вязких сил, которые гасят все случайные возмущения, возникающие в жидкости. Турбулентный режим наступает, когда силы инерции преобладают над силами вязкости и любое случайное возмущение усиливается потоком. Ламинарный или турбулентный режим течения характеризуется числом Рейнольдса, которое представляет собой отношение сил инерции к силам вязкости. В демпферах скорость течения в окружном направлении будет определяться сдвиговым течением вследствие движения вибратора. При этом скорость потока в окружном направлении, как правило, выше скорости потока при напорном течении в торцы. Таким образом, возникновение турбулентности можно характеризовать числом Рейнольдса для сдвигового течения [3]:

$$Re = \frac{\rho R \Omega e}{\mu}, \quad (15)$$

где  $\Omega$  – циклическая частота колебаний вибратора;  $e$  – эксцентриситет вибратора.

Можно считать, что ламинарный режим течения сохраняется при числе Рейнольдса ниже некоторого критического значения. Опытным путём установлено, что критическое значение числа Рейнольдса для демпфера  $Re_k \approx 1200$  [3;12]. Возникновение турбулентности может существенно влиять на картину течения и должно учитываться в расчёте.

Одним из способов учёта турбулентности является решение модифицированного уравнения Рейнольдса, в которое вводятся корректирующие коэффициенты турбулентности  $k_x, k_z$ :

$$\frac{\partial}{R^2 \partial \varphi} \left( \frac{h^3}{k_x \mu} \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{h^3}{k_z \mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = -\dot{X} \cos(\varphi) - \dot{Y} \sin(\varphi). \quad (16)$$

Коэффициенты  $k_x, k_z$  вычисляются в соответствии с моделями турбулентности, разработанными для течения в тонких плёнках:

- на основе гипотезы о пути перемешивания Прандтля разработана модель турбулентности Константинеску;
- на основе уравнений Рейхардта-Клаузера — модель Нг-Пена-Элрода;
- на основе  $k$  модели турбулентности – модель Хо-Вора;
- $k - \varepsilon$  модель – Лаундер и Лесчзинер для расчёта подшипников скольжения;
- эмпирические законы — теория Хирса, Блэка-Уолтона.

Для анализа учёта инерции жидкости обратимся к уравнению Навье-Стокса (1), записанному в виде

$$\rho \frac{d\bar{v}}{dt} = \rho \left( \frac{\partial \bar{v}}{\partial t} + \bar{v} \cdot \nabla \bar{v} \right) = -\text{grad}(p) + \text{div}(2\mu D) + \rho \bar{f}. \quad (17)$$

Слагаемые в скобках получили названия соответственно локальный  $\rho \frac{\partial \bar{v}}{\partial t}$  и конвективный  $\rho \bar{v} \cdot \nabla \bar{v}$  члены инерции. Локальные силы инерции определяются ускорением массы жидкости в зазоре демпфера и при ускоренном движении вибратора могут быть существенными. Следовательно, локальные члены инерции следует учитывать в нестационарных задачах. Конвективные силы инерции определяются местным ускорением жидкости в потоке и оказывают меньшее, по сравнению с локальными силами инерции, влияние на работу демпфера [3]. Однако их учёт оправдан в стационарных задачах, где локальные силы инерции малы, но при достаточно высокой частоте вращения и в случае применения маловязких жидкостей [1].

В [5] для подшипников скольжения вводятся два параметра, которые служат для определения влияния учёта инерции жидкости на получаемый результат: приведённая частота  $\Omega_*$  и приведённое число Рейнольдса  $R_\varepsilon$ :

$$R_\varepsilon = \left( \frac{c}{R} \right) \text{Re}, \quad (18)$$

$$\Omega_* = \frac{c^2 \Omega \rho}{\mu}. \quad (19)$$

На основе анализа порядков величин в уравнении (1) для случая течения в тонких плёнках получено, что учёт инерции оказывает влияние на результат при  $\Omega_* > 1$  и  $R_\varepsilon > 1$ . При этом можно выделить три основных случая:

- 1)  $R_\varepsilon / \Omega_* \rightarrow 0, \Omega_* > 1$  – требуется учёт только локального члена инерции;
- 2)  $\Omega_* / R_\varepsilon \rightarrow 0, R_\varepsilon > 1$  – требуется учёт только конвективного члена инерции;
- 3)  $\Omega_* / R_\varepsilon \rightarrow O(1), R_\varepsilon > 1$  – требуется учёт обоих членов инерции.

В демпферах, вследствие отсутствия вращения цапфы,  $R_\varepsilon$  и  $\Omega_*$  являются по сути одним и тем же числом. В других источниках [1] этот параметр получил название параметр инерции, в [13] – число Рейнольдса для тонкой плёнки (англ. squeeze film Reynolds number).

При решении системы (1) инерционные силы учитываются автоматически. Задача сведения системы (1) к уравнению типа (4) при учёте конвективного члена инерции жидкости является сложной. Существуют различные способы учёта конвективных сил инерции, например, методом осреднения скоростей по толщине слоя [5], но в статье они не рассматриваются.

Локальный член инерции можно учесть в правой части уравнения Рейнольдса [13]:

$$\frac{\partial}{R^2 \partial \varphi} \left( \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = \frac{\partial h}{\partial t} + \left( \frac{\rho h^2}{12\mu} \right) \frac{\partial^2 h}{\partial t^2}. \quad (20)$$

Опираясь на анализ экспериментальных данных, авторы [1] отмечают, что учёт конвективных членов инерции жидкости необходимо производить при  $\Omega_* > 10$ .

В демпферах температурная неравномерность в масляном слое зависит главным образом от двух факторов: соотношение тепловыделения вследствие диссипации механической энергии в масляном слое с расходом масла через демпферный зазор и температурная неравномерность корпуса демпфера вследствие внешнего подогрева. В проточных демпферах и демпферах с щелевыми уплотнениями значительная часть генерируемого тепла уносится маслом, протекающим через демпфер. В уплотнённых демпферах расход масла невелик и температурная неравномерность в масляной пленке может иметь место. Учёт температурной неравномерности требует дополнительного решения уравнения сохранения энергии, которое, в свою очередь, значительно усложнит решение задачи. Вместе с тем, согласно оценкам [1], в проточных демпферах отсутствие учёта температурной неравномерности приводит к погрешностям около 5%, а для уплотнённых демпферов погрешность может достигать 60% при больших значениях эксцентриситетов. Температурная неравномерность корпусов и вибратора может быть определена из соответствующего теплового расчёта и также окажет влияние на течение в зазоре. Но в этом случае необходимо оценивать соотношение теплопередачи между корпусом и масляным слоем и количеством тепла, уносимого маслом, прокачиваемым через демпфер. В итоге при анализе демпферов с открытыми торцами температурной неравномерностью можно пренебречь, а для демпферов с уплотнениями может потребоваться дополнительный тепловой анализ. Для уплотнённых демпферов погрешности без учёта тепловой неравномерности в неблагоприятном случае не превысят 60%, что может оказаться приемлемым для некоторых типов задач. Учёт тепловых эффектов в демпферах представляет собой отдельную задачу и в статье не рассматривается. Однако при моделировании демпфера необходимо оценить среднюю температуру в масляном слое для правильного задания динамической вязкости жидкости.

Уравнение (4) не может быть решено аналитическим способом в общем виде, но существуют задачи, в которых время решения уравнения может иметь важное значение. Для получения аналитических выражений распределения давления в демпферном зазоре вводятся дополнительных допущения, которые можно считать справедливыми в определенных условиях.

В одном случае можно считать, что градиент давления в окружном направлении существенно превышает градиент давления в осевом и тогда величиной  $\partial p / \partial z$  можно пренебречь. Такое допущение называется моделью «длинного» демпфера и оно справедливо при соотношении  $L/D \geq 2$  [6], где  $L$  – длина вибратора,  $D$  – диаметр вибратора.

Для «длинного» демпфера уравнение Рейнольдса примет вид:



$$\frac{\partial}{R^2 \partial \varphi} \left( \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right) = \frac{\partial h}{\partial t} + \left( \frac{\rho h^2}{12\mu} \right) \frac{\partial^2 h}{\partial t^2}. \quad (21)$$

Другим допущением является малость градиента давления в окружном направлении в сравнении с осевым. Такая модель получила название модель «короткого» демпфера, которая применима при  $L/D \leq 0.5$  и относительном эксцентриситете  $\varepsilon \leq 0.75$  [14]. Уравнение Рейнольдса в этом случае имеет вид:

$$\frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = \frac{\partial h}{\partial t} + \left( \frac{\rho h^2}{12\mu} \right) \frac{\partial^2 h}{\partial t^2}. \quad (22)$$

Уравнения (21) и (22) могут быть решены аналитически совместно с граничными условиями (8) – (11). Важно отметить, что границы параметра  $L/D$  соответствуют демпферам без торцевых уплотнений (рис. 3, а), либо эквивалентным. Подробнее этот аспект рассмотрен в [2]. Демпферы с торцевыми уплотнениями (рис. 3, б) в первом приближении можно считать «длинными» независимо от отношения  $L/D$ , так как при отсутствии торцевых утечек градиент давления в направлении оси  $z$  равен нулю. Наличие круговой маслораспределительной канавки приводит к появлению значительного градиента давления в осевом направлении, и такой демпфер можно считать «коротким». Для демпфера с щелевыми уплотнениями (рис. 3, в) выявить границы применимости аналитических уравнений достаточно сложно, так как расход масла через уплотнения и градиент давления в осевом направлении существенно зависят от величины зазора в щели и её длины. Для демпферов с щелевыми уплотнениями целесообразно решать уравнение Рейнольдса в двухмерной постановке.

Модели «короткого» и «длинного» демпфера, основанные на таких же подходах для подшипника скольжения, имеют ограничения по соотношению  $L/D$  и не предназначены для применения в диапазоне  $0.5 < L/D < 2$ . В этом случае необходим расчёт демпфера конечной длины. Для демпферов конечной длины всегда можно решить двухмерное уравнение Рейнольдса, в котором автоматически будут учтены эффекты как кругового течения, так и течения в торцы, что даст потенциально более точные результаты по сравнению с одномерными моделями. В [1] приводятся способы аналитического учёта инерции жидкости, кавитации и турбулентности для «короткого» и «длинного» демпфера.

Важным аспектом является вопрос учёта зоны кавитации в аналитическом решении уравнений (21) и (22). Применение условий Свифта-Штибера является нетривиальной задачей. Поэтому на практике для аналитических моделей ограничиваются условиями Гюмбеля (так называемая « $\pi$ -плёнка» – половинный охват вибратора смазкой) и условиями Зоммерфельда (так называемая « $2\pi$ -плёнка» – полный охват демпфера смазкой) при отсутствии зоны кавитации. При моделировании демпфера инженеру необходимо определить тип модели кавитации: « $\pi$ -плёнка» или « $2\pi$ -плёнка», другими словами – присутствует в демпфере достаточно значимая зона кавитации или нет. В закрытых демпферах с высоким давлением подачи масла возникновение зоны кавитации возможно при более высокой скорости движения вибратора и больших эксцентриситетах, чем в открытых демпферах при низком давлении подачи масла. Возникновение и размер области кавитации зависят от давления подачи масла, наличия торцевых уплотнений, скорости и эксцентриситета вибратора. Оценить возникновение кавитации можно по некоторым количественным характеристикам. Такие параметры позволяют

приблизительно оценить возможность возникновения кавитации в демпфере. В [1] на основе аппроксимации численных расчётов получены параметры кавитации для некоторых типов демпферов как функции от эксцентриситета и безразмерного параметра подачи масла и только для круговых орбит прецессии вибратора.

$$\begin{aligned} A_K &= 1 + \left( 3.76(1-\varepsilon)^{1.51} \exp[2.89(1-\varepsilon)] \right) \bar{P}_K, \\ B_K &= 1 - \left( 10.2(1-\varepsilon)^{2.24} \exp[1.88(1-\varepsilon)] \right) \bar{P}_K, \end{aligned} \quad (23)$$

$$\begin{aligned} A'_K &= 1 + \left( 1.1(1-\varepsilon)^{1.17} \exp[3.17(1-\varepsilon)] \right) \bar{P}_K, \\ B'_K &= 1 - \left( 5.84(1-\varepsilon)^{2.41} \exp[0.89(1-\varepsilon)] \right) \bar{P}_K, \end{aligned} \quad (24)$$

$$\begin{aligned} A_D &= 1 + 4 \times 10^{-5} (1-\varepsilon)^{6.12} \exp[12.9(1-\varepsilon)] \bar{P}_N^{0.9} \quad \text{при } 0 < \varepsilon < 0.5; \\ A_D &= 1 + (2.76 - 2.45\varepsilon) \bar{P}_N^{0.75} \quad \text{при } 0.5 < \varepsilon < 0.9, \end{aligned} \quad (25)$$

где  $A_K, B_K$  – параметры кавитации «короткого» непроточного демпфера;  $A'_K, B'_K$  – параметры кавитации «короткого» проточного демпфера;  $A_D$  – параметр кавитации «длинного» демпфера;  $\varepsilon = e/c$  – безразмерный коэффициент;  $\bar{P}_K = \bar{P}_N (R/L)^2$  – безразмерный параметр подачи масла;  $\bar{P}_N = \bar{P}_П - \bar{P}_Н$ ,  $\bar{P}_П$  – безразмерное давление подачи масла;  $\bar{P}_Н$  – безразмерное давление насыщенных паров. Безразмерное давление вычисляется по формуле:

$$\bar{P} = \frac{c^2 P}{12 \mu \Omega R^2}. \quad (26)$$

При  $A_K (A_D) \geq 2$  кавитации не происходит и можно пользоваться теорией полного охвата (« $2\pi$ -плёнка»), при  $A_K (A_D) \leq 1.1$  можно пользоваться теорией половинного охвата (« $\pi$ -плёнка»). При  $1.1 < A_K (A_D) < 2$  необходимо производить учёт кавитации аналитически по методике, изложенной в [1], либо производить численное решение двухмерного уравнения Рейнольдса с граничными условиями Свифта-Штибера, либо использовать более сложные модели для определения границ зоны кавитации.

Таким образом, можно выделить три уровня моделирования течения в демпферном зазоре:

1. Трёхмерное моделирование течения с учётом максимального количества факторов при помощи специальных или универсальных программных CFD пакетов. Достоинством такого подхода являются возможность получения подробной картины течения для выбранного режима работы демпфера. Недостатком такого подхода является большой объём вычислений.

2. Двухмерное моделирование с использованием уравнения Рейнольдса, модифицированного для учёта тех или иных дополнительных факторов или без них. Преимущества: значительно сниженный по сравнению с трёхмерным моделированием объём вычислений при достаточно справедливых допущениях. Недостатки: принятые до-

пушения ограничивают применимость модели только течением в тонких плёнках и, как следствие, приводят к появлению необходимости специального учёта камер, карманов подвода масла, маслораспределительных канавок. Достаточно сложен механизм учёта инерции жидкости.

3. Одномерное уравнение Рейнольдса. Достоинства: аналитическое решение для поля давления и минимальное количество вычислений. Недостатки: жёсткие границы применимости, меньшая по сравнению с предыдущими уровнями моделирования достоверность физической модели и все недостатки, присущие двумерному моделированию.

### Критерии применимости математических моделей

Как показано, усложнение математической модели течения жидкости в зазоре демпфера ведёт к росту размерности задачи и времени, необходимого для её решения. В силу определённых свойств течения в тонких плёнках подробный учёт тех или иных факторов при моделировании может оказаться неэффективным вследствие низкой степени их влияния на конечный результат. Границы применимости одномерных моделей и критерии учёта влияющих факторов сведены в табл. 1.

Таблица 1. Границы применимости математических моделей

Режим течения		
Ламинарный		Турбулентный
Re < 1200		Re > 1200
Метод расчёта		
«Короткий» демпфер	Демпфер конечной длины	«Длинный» демпфер
$L/D \leq 0.5$ $\varepsilon \leq 0.75$	$0.5 < L/D < 2$	$L/D \geq 2$
Учёт сил инерции		
Конвективный член		Локальный член
$\Omega_* > 10$		$\Omega_* > 1$ , нестационарная задача
Учёт кавитации		
« $\pi$ -плёнка»	Специальный учёт	« $2\pi$ -плёнка»
$A_K(A_D) \leq 1.1$	$1.1 < A_K(A_D) < 2$	$A_K(A_D) \geq 2$

Используя табл. 1, можно определить возможность применения аналитических моделей демпфера либо необходимость использования более точных численных решений. Указанные выше границы применения одномерных и двумерных моделей течения жидкости, учёта эффектов турбулентности и инерции жидкости определены из вводимых допущений моделирования либо получены опытным путём.

### Заключение

В статье рассмотрены математические модели гидродинамических демпферов различных типов, построенные как на базе одномерных, так и двумерных уравнений течения жидкости Рейнольдса. Показаны границы применимости этих моделей в задачах роторной динамики ГТД.

С точки зрения временных затрат применение моделей, построенных на аналитических решениях одномерных уравнений Рейнольдса, существенно более выгодно по сравнению с моделями, реализующими двумерные уравнения и требующими числен-

ных методов решения. Время расчёта даже простейших роторных систем может увеличиться на несколько порядков. В то же время в ряде случаев их приходится использовать, так как аналитические модели могут выходить за границы их применимости и привести к ошибочным результатам.

Обозначены критерии, которыми может воспользоваться инженер при выборе модели демпфера конкретной конструкции и построении общей модели роторной системы.

### **Библиографический список**

1. Белоусов А.И., Балякин В.Б., Новиков Д.К. Теория и проектирование гидродинамических демпферов опор роторов. Самара: Самарский научный центр РАН, 2002. 335 с.
2. Леонтьев М.К. Конструкция и расчёт демпферных опор роторов ГТД: учеб. пособие. М.: Московский авиационный институт, 1998. 43 с.
3. Сергеев С.И. Демпфирование механических колебаний. М.: Физматгиз, 1959. 408 с.
4. Zeidan F.Y., San Andres L., Vance J.M. Design and application of squeeze film dampers in rotating machinery // Proceedings of the 25th Turbomachinery Symposium. 1996. P. 169-188.
5. Szeri A.Z. Fluid film lubrication. Cambridge: Cambridge University Press, 2011. 547 p.
6. Флетчер К. Вычислительные методы в динамике жидкостей. В 2-х томах. Т. 1. М.: Мир, 1991. 504 с.
7. Dousti S., Gerami A., Dousti M. A numerical CFD analysis on supply groove effects in high pressure, open end squeeze film dampers // International Journal of Engineering Innovation and Research. 2016. V. 5, Iss. 1. P. 80-89.
8. Reynolds O. On the Theory of Lubrication and Its Application to Mr. Beauchamp Tower's Experiments, Including an Experimental Determination of the Viscosity of Olive Oil // Proceedings of the Royal Society of London. 1886. V. 40, Iss. 242-245. P. 191-203. DOI: 10.1098/rspl.1886.0021
9. Zeidan F.Y., Vance J.M. Cavitation Effects on the Pressure Distribution of a Squeeze Film Damper Bearing // Proceedings of the Texas A&M Workshop on Rotordynamic Instability Problem in High – Performance Turbomachinery. 1988. P. 111-132.
10. Dowson D., Taylor C.M. Cavitation in bearings // Annual Review of Fluid Mechanics. 1979. V. 11, Iss. 1. P. 35-65. DOI: 10.1146/annurev.fl.11.010179.000343
11. San Andres L. Notes 06. Liquid cavitation in fluid film bearings. <http://hdl.handle.net/1969.1/93246>
12. Nelson C.C. The effect of turbulence and fluid inertia on a squeeze film bearing damper // 16th Joint Propulsion Conference. 1980. DOI: 10.2514/6.1980-1262
13. San Andrés L. Modern Lubrication Theory. Notes 13. Squeeze Film Dampers (SFD). <http://repository.tamu.edu/handle/1969.1/93253>
14. San Andrés L. Modern Lubrication Theory. Notes 04. Static Load Performance of Plain Journal Bearings. <http://repository.tamu.edu/handle/1969.1/93244>

## MATHEMATICAL MODELS OF SQUEEZE FILM DAMPERS IN ROTOR DYNAMICS OF GAS TURBINE ENGINES

© 2017

- M. N. Kutakov** Software engineer;  
Engineering & consulting centre for dynamic problems in rotating machinery  
Alfa-Tranzit., Co. Ltd., Khimky, Russian Federation;  
[maxim.kutakov@alfatran.com](mailto:maxim.kutakov@alfatran.com)
- S. A. Degtiarev** Development team leader;  
Engineering & consulting centre for dynamic problems in rotating machinery  
Alfa-Tranzit., Co. Ltd., Khimky, Russian Federation;  
[degs@alfatran.com](mailto:degs@alfatran.com)
- M. K. Leontiev** Doctor of Science (Engineering), Professor of Department “Construction and Design of Engines”;  
Moscow Aviation Institute (National Research University), Moscow, Russian Federation;  
[lemk@alfatran.com](mailto:lemk@alfatran.com)

The paper focuses on the choice of mathematical models of squeeze film dampers and methods of their numerical implementations for gas turbine engine rotor dynamics problems. The present contribution is aimed at establishing criteria for the application of mathematical models of a squeeze film damper depending on the damper characteristics and operating conditions. The models are grouped by the dimension of the considered physical space, i.e. three-dimensional, two-dimensional and one-dimensional modeling patterns. The work presents principles of setting boundary conditions for mechanical seals to be adequately simulated. Criteria of assessing the necessity of taking into account such physical phenomena as turbulence, fluid inertia, and cavitation are presented. The proposed mathematical models are primarily developed for the computation of integral characteristics of squeeze film dampers, such as reaction forces and dynamic stiffness and damping coefficients required for solving rotor dynamics problems.

*Tribology; squeeze film damper; mathematical model; rotor dynamics.*

---

*Citation:* Kutakov M.N., Degtiarev S.A., Leontiev M.K. Mathematical models of squeeze film dampers in rotor dynamics of gas turbine engines. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2017. V. 16, no. 1. P. 115-128. DOI: 10.18287/2541-7533-2017-16-1-115-128

### References

1. Belousov A.I., Balyakin V.B., Novikov D.K. *Teoriya i proektirovanie gidrodinamicheskikh dempferov opor rotorov* [Theory and design of hydrodynamic rotor support dampers]. Samara: Samarskiy Nauchnyy Tsentr RAN Publ., 2002. 335 p.
2. Leont'ev M.K. *Konstruktsiya i raschet dempfernykh opor rotorov GTD: uchebnoe posobie* [Design and calculation of gas turbine engine rotor damper supports: Textbook]. Moscow: Moscow Aviation Institute Publ., 1998. 43 p.
3. Sergeev S.I. *Dempfirovanie mekhanicheskikh kolebaniy* [Damping of mechanical vibrations]. Moscow: Fizmatgiz Publ., 1959. 408 p.
4. Zeidan F.Y., San Andres L., Vance J.M. Design and application of squeeze film dampers in rotating machinery. *Proceedings of the 25th Turbomachinery Symposium*. 1996. P. 169-188.
5. Szeri A.Z. *Fluid film lubrication*. Cambridge: Cambridge University Press, 2011. 547 p.
6. Fletcher C.A. *Computational techniques for fluid dynamics*. V. 1. Fundamental and general techniques. New York: Springer-Verlag, 1988. 418 p.
7. Dousti S., Gerami A., Dousti M. A numerical CFD analysis on supply groove effects in high pressure, open end squeeze film dampers. *International Journal of Engineering Innovation and Research*. 2016. V. 5, Iss. 1. P. 80-89.

8. Reynolds O. On the Theory of Lubrication and Its Application to Mr. Beauchamp Tower's Experiments, Including an Experimental Determination of the Viscosity of Olive Oil. *Proceedings of the Royal Society of London*. 1886. V. 40, Iss. 242-245. P. 191-203.

DOI: 10.1098/rspl.1886.0021

9. Zeidan F.Y., Vance J.M. Cavitation Effects on the Pressure Distribution of a Squeeze Film Damper Bearing. *Proceedings of the Texas A&M Workshop on Rotordynamic Instability Problem in High – Performance Turbomachinery*. 1988. P. 111-132.

10. Dowson D., Taylor C.M. Cavitation in bearings. *Annual Review of Fluid Mechanics*. 1979. V. 11, Iss. 1. P. 35-65. DOI: 10.1146/annurev.fl.11.010179.000343

11. San Andrés L. Modern Lubrication Theory. Notes 06. Liquid cavitation in fluid film bearings. Available at: <http://hdl.handle.net/1969.1/93246>

12. Nelson C.C. The effect of turbulence and fluid inertia on a squeeze film bearing damper. *16th Joint Propulsion Conference*. 1980. DOI: 10.2514/6.1980-1262

13. San Andrés L. Modern Lubrication Theory. Notes 13. Squeeze Film Dampers (SFD). Available at: <http://repository.tamu.edu/handle/1969.1/93253>

14. San Andrés L. Modern Lubrication Theory. Notes 04. Static Load Performance of Plain Journal Bearings. Available at: <http://repository.tamu.edu/handle/1969.1/93244>

## ОЦЕНКА МАЛОЦИКЛОВОЙ УСТАЛОСТИ НА ОСНОВЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЗАВИСИМОСТИ МЭНСОНА-КОФФИНА ПРИ ОТНУЛЕВОМ ЦИКЛЕ «МЯГКОГО» НАГРУЖЕНИЯ

© 2017

- В. Ф. Павлов** доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой сопротивления материалов;  
Самарский национальный исследовательский университет  
имени академика С.П. Королёва;  
[sopromat@ssau.ru](mailto:sopromat@ssau.ru)
- В. А. Кирпичёв** доктор технических наук, профессор кафедры сопротивления материалов;  
Самарский национальный исследовательский университет  
имени академика С.П. Королёва;  
[dean fla@ssau.ru](mailto:dean fla@ssau.ru)
- Е. Е. Кочерова** аспирант кафедры сопротивления материалов;  
Самарский национальный исследовательский университет  
имени академика С.П. Королёва;  
[kocherova\\_2020@mail.ru](mailto:kocherova_2020@mail.ru)
- А. С. Злобин** аспирант кафедры сопротивления материалов;  
Самарский национальный исследовательский университет  
имени академика С.П. Королёва;  
[as.zlobin@mail.ru](mailto:as.zlobin@mail.ru)

Для проведения расчёта долговечности газотурбинных двигателей (ГТД), повреждаемых по механизму малоцикловой усталости (МЦУ), в соответствии с «Нормами прочности авиационных газотурбинных двигателей гражданской авиации» ФГУП ЦИАМ, необходимы испытания вырезанных из соответствующих деталей (или заготовок) образцов при «жестком», то есть с заданным циклом деформации, нагружении с различными коэффициентами асимметрии цикла деформирования и с различными выдержками при максимальной деформации цикла (для учёта влияния ползучести при повышенных температурах). Для обеспечения достоверности расчёта долговечности испытания должны быть проведены в достаточном для статистической обработки объёме. В статье предлагается методика оценки долговечности деталей ГТД при малоцикловой усталости на основе испытаний стандартных образцов при отнулевом цикле «мягкого» нагружения с использованием модифицированной зависимости Мэнсона-Коффина. По результатам исследования подтверждена возможность достижения необходимой достоверности оценки долговечности деталей, повреждаемых по механизму МЦУ, с использованием модифицированного уравнения Мэнсона - Коффина и предложены рекомендации о порядке его применения.

*Газотурбинный двигатель; малоцикловая усталость; испытания на усталость; циклическая долговечность; уравнение Мэнсона-Коффина; «мягкое» нагружение; «жесткое» нагружение.*

---

**Цитирование:** Павлов В.Ф., Кирпичёв В.А., Кочерова Е.Е., Злобин А.С. Оценка малоцикловой усталости на основе использования зависимости Мэнсона-Коффина при отнулевом цикле «мягкого» нагружения // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2017. Т. 16, № 1. С. 129-136.  
DOI: 10.18287/2541-7533-2017-16-1-129-136

### Введение

Необходимость достоверной предварительной оценки долговечности деталей при разработке нового изделия подразумевает проведение всего спектра испытаний по исследованию материалов, из которых изготовлены детали и сборочные единицы. Формирование банка данных характеристик усталости материалов в интересах предприятий двигателестроительной отрасли не может быть выполнено достаточно быстро из-за отсутствия или недостаточности современного оборудования для испытаний на усталость. Кроме того, необходима специальная аттестация этого оборудования и технологий изго-

товления образцов для испытаний, что несёт за собой большие экономические, временные и трудовые затраты.

### Постановка задачи

В связи с вышеуказанными проблемами, возникающими в процессе проектирования новых изделий, перед расчётчиками была поставлена задача разработать методику проведения оценки долговечности деталей и сборочных единиц, повреждаемых по механизму МЦУ, с использованием имеющейся на предприятии базы данных испытаний при «мягком» нагружении (постоянные средние и амплитудные значения циклических напряжений) и возможностей расчётного комплекса ANSYS.

Не отрицая необходимости создания качественной базы данных по сопротивлению малоцикловой усталости в виде, представленном в [1], необходимо до её полного формирования иметь достаточно достоверные методики оценки МЦУ, базирующиеся на менее затратных и более простых подходах. Общеизвестным является использование известного и доказанного как теоретически (на базе теории пластичности), так и подтверждённого экспериментально уравнения Мэнсона-Коффина, имеющего следующий вид [2]:

$$\Delta\varepsilon = CN^{-\alpha}, \quad (1)$$

где  $\Delta\varepsilon$  – размах пластических деформаций;  $C, N$  – константы.

При проведении анализа МЦУ основных деталей, для которых ресурс устанавливается в часах и циклах, на стадии предварительных расчётов и в случае сравнительных оценок [3] рекомендовано использование модифицированного уравнения Мэнсона-Коффина [4]

$$\Delta\varepsilon_i = \left[ \ln \frac{1}{1 - \Psi(t, T)} \right]^{0.6} N^{-0.6} + \frac{3,5 [\sigma_{\text{дл}}(t, T) - \sigma_{mi}]}{E(T)} N^{-0.12}. \quad (2)$$

Здесь  $N$  – циклическая долговечность детали (образца);  $\Delta\varepsilon_i$  – интенсивность размаха деформаций в опасной точке детали, приведённая к деформированному состоянию гладких образцов, используемых для определения стандартных характеристик материала  $\sigma_{\text{дл}}, E, \Psi$ ;  $\sigma_{mi}$  – интенсивность среднего напряжения цикла, которое учитывается только в случае, если  $\sigma_{mi} > 0$ ;  $E(T)$  – модуль продольной упругости при максимальной температуре цикла в рассчитываемой точке детали;  $\sigma_{\text{дл}}(t, T)$  – предел длительной прочности, соответствующий максимальной температуре и времени действия расчётного режима;  $\Psi(t, T)$  – коэффициент поперечного сужения материала, соответствующий максимальной температуре и зависящий от длительности нагружения  $t$  и максимальной температуры цикла  $T$ :

$$\Psi(t, T) = \psi_0(T) t^m, \quad (3)$$

где  $\psi_0(T)$  – коэффициент поперечного сужения в исходном состоянии (при отнулевом цикле);  $m$  – постоянная, характеризующая скорость охрупчивания материала и определяемая по экспериментальным кривым  $\Psi(t)$ .



Для дисковых жаропрочных сплавов при отсутствии экспериментальных данных при определении коэффициента  $\psi(t)$  принималось:  $m = -0,1$  при  $T \geq 650^\circ\text{C}$ ,  $m = 0$  при  $T < 650^\circ\text{C}$ . При определении величины размаха пластических деформаций в уравнении Мэнсона-Коффина принимались средние значения величин  $\sigma$ ,  $\psi$  и  $E$ .

Таким образом, на стадии проектирования для оценки долговечности деталей ГТД, повреждаемых по механизму МЦУ, необходимо разработать методику на основе испытаний стандартных образцов при отнулевом цикле «мягкого» нагружения с использованием модифицированной зависимости Мэнсона-Коффина.

### Метод решения

Была использована рекомендованная в [1] методика расчёта интенсивности размахов полной деформации  $\Delta\varepsilon_i$  по результатам упругопластического состояния модели детали (образца). При этом анализировались параметры напряжённо-деформированного состояния (НДС) при нагружении:

$\varepsilon_{ij}^{e(load)}$  – компоненты упругих деформаций;

$\varepsilon_{ij}^{pl(load)}$  – компоненты пластических деформаций;

параметры НДС при разгрузке:

$\varepsilon_{ij}^{e(unload)}$  – компоненты упругих деформаций;

$\varepsilon_{ij}^{pl(unload)}$  – компоненты пластических деформаций;

изменение (размах) компонентов деформаций в цикле нагружения:

$\Delta\varepsilon_{ij}^e = \varepsilon_{ij}^{e(load)} - \varepsilon_{ij}^{e(unload)}$  – размах компонентов упругих деформаций;

$\Delta\varepsilon_{ij}^{pl} = \varepsilon_{ij}^{pl(load)} - \varepsilon_{ij}^{pl(unload)}$  – размах компонентов пластических деформаций.

Интенсивности размахов (эквивалентные размахи) упругой, пластической и полной деформаций определялись по следующим зависимостям:

$$\Delta\varepsilon_i^e = \frac{\sqrt{2}}{3} \sqrt{(\Delta\varepsilon_{11}^e - \Delta\varepsilon_{22}^e)^2 + (\Delta\varepsilon_{22}^e - \Delta\varepsilon_{33}^e)^2 + (\Delta\varepsilon_{33}^e - \Delta\varepsilon_{11}^e)^2 + \frac{3}{2} [(\Delta\varepsilon_{12}^e)^2 + (\Delta\varepsilon_{23}^e)^2 + (\Delta\varepsilon_{31}^e)^2]},$$

$$\Delta\varepsilon_i^{pl} = \frac{\sqrt{2}}{3} \sqrt{(\Delta\varepsilon_{11}^{pl} - \Delta\varepsilon_{22}^{pl})^2 + (\Delta\varepsilon_{22}^{pl} - \Delta\varepsilon_{33}^{pl})^2 + (\Delta\varepsilon_{33}^{pl} - \Delta\varepsilon_{11}^{pl})^2 + \frac{3}{2} [(\Delta\varepsilon_{12}^{pl})^2 + (\Delta\varepsilon_{23}^{pl})^2 + (\Delta\varepsilon_{31}^{pl})^2]},$$

$$\Delta\varepsilon_i = \frac{3}{2(1+\nu)} \Delta\varepsilon_i^e + \Delta\varepsilon_i^{pl}, \quad (4)$$

где  $\nu$  – коэффициент поперечной деформации.

Применявшиеся ранее подходы к анализу долговечности по сопротивлению МЦУ строились на использовании результатов циклических испытаний вырезанных из деталей стандартных гладких образцов и образцов с V-образными концентраторами с различными радиусами (коэффициентами концентрации напряжений) у основания надреза, полученными при «мягком», то есть с заданным циклом изменения нетто напряжения при нагружении образца [5]. Это приводило к накоплению ошибок, связанных с разницей результатов, полученных при испытании образцов с учётом концентрации напряжений, и значениями напряжений в деталях с реальными концентраторами.

Оценка циклической долговечности реальной детали проводилась на базе кривых МЦУ, полученных для гладкого образца или образца с концентратором, соответствующим

щим по коэффициенту концентрации напряжений исследуемой зоне детали [6;7]. В ОКБ Н.Д. Кузнецова для анализа МЦУ деталей двигателей был накоплен значительный объём таких испытаний для целого ряда сталей, жаропрочных никелевых и титановых сплавов. Эти экспериментальные данные, наряду с достаточно малочисленными случаями разрушения деталей по механизму МЦУ, являются уникальным материалом для оценки качества работы модифицированного уравнения Мэнсона-Коффина и возможной его коррекции.

Испытанные образцы разделялись на группы [8]. Признаки принадлежности к конкретной группе, которые должны быть одинаковыми [9], следующие:

- материал;
- принадлежность к детали;
- радиус в основании концентратора;
- температура испытаний.

Порядок исследования для каждой группы испытанных образцов принимался следующим [10]:

- формирование осесимметричной конечно-элементной модели стандартного образца без резьбовых захватов в САЕ пакете ANSYS с густой сеткой из 20–30 узлов в зоне концентратора (рис. 1);
- формирование необходимого набора свойств материала для температуры испытаний, в том числе «истинных» кривых деформирования в мультилинейной форме, с определением для материала гипотезы кинематического упрочнения;
- формирование условий закрепления образца по одному из торцов;
- формирование нескольких отнулевых циклов нагружения образца каждым осевым усилием (в большинстве рассмотренных случаев достаточно 3-4) до получения установившегося цикла; величина осевых сил, приложенных к образцу, соответствовала нагрузкам, действующим на образец в процессе эксперимента, время нагрузки и разгрузки образцов не задавалось, так как при моделировании процесса оно значения не имеет;
- проведение квазистатического анализа нагружения модели образца на каждом уровне осевого усилия;
- определение для установившегося цикла деформирования компонентов тензоров упругих и пластических деформаций для состояний нагрузки и разгрузки, а также интенсивностей размахов упругой, пластической и полной деформации;
- получение из модифицированного уравнения Мэнсона-Коффина расчётного значения циклической долговечности для каждого уровня нагружения.

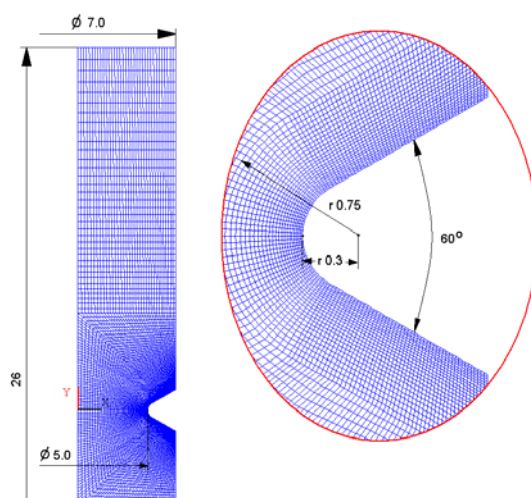


Рис. 1. 2D-осесимметричная модель стандартного образца для испытаний на МЦУ; размеры в мм

### Результаты исследования

На рис. 2–11 представлены результаты обработки проведённых на ПАО «Кузнецов» испытаний стандартных гладких образцов и образцов с различными концентраторами напряжений для нескольких наиболее применяемых в двигателях материалов.

На приведённых рисунках: маркеры-ромбы – экспериментальные точки, полученные при испытаниях образцов; сплошная кривая – степенная аппроксимирующая кривая; штрих-пунктирная кривая – аппроксимирующая кривая минус три среднеквадратичных отклонения точек эксперимента; пунктирная кривая – расчётная кривая по модифицированной зависимости Мэнсона-Коффина.

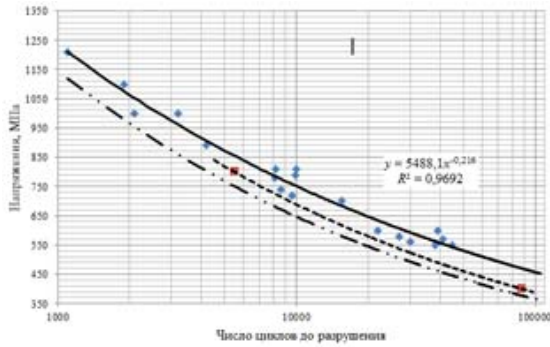


Рис. 2. Кривые МЦУ образцов с V-образным концентратором из сплава ЭИ698:  $r = 0,3$  мм;  $T = 20$  °С

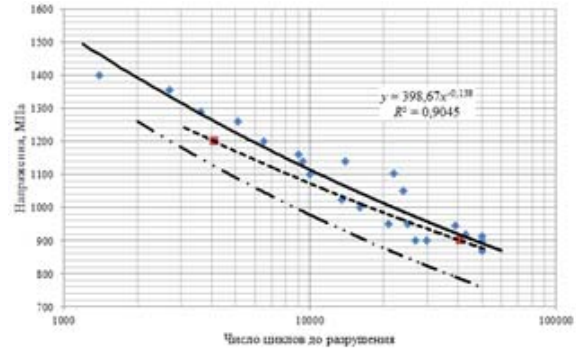


Рис. 3. Кривые МЦУ гладких образцов из сплава ЭП742У при  $T = 20$  °С

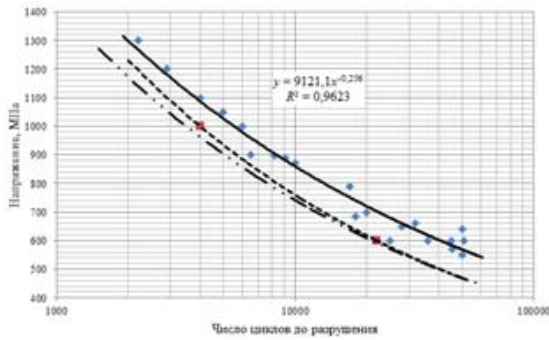


Рис. 4. Кривые МЦУ образцов с V-образным концентратором из сплава ЭП742У:  $r = 0,3$  мм;  $T = 20$  °С

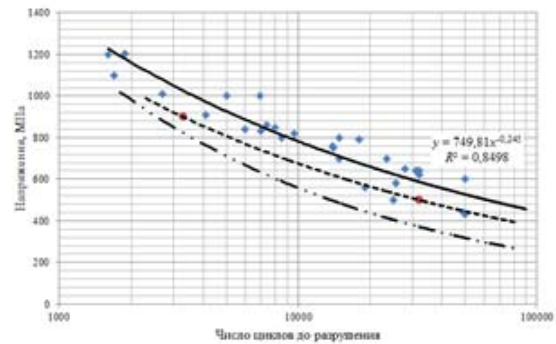


Рис. 5. Кривые МЦУ образцов с V-образным концентратором из сплава ЭП742У:  $r = 0,1$  мм;  $T = 20$  °С

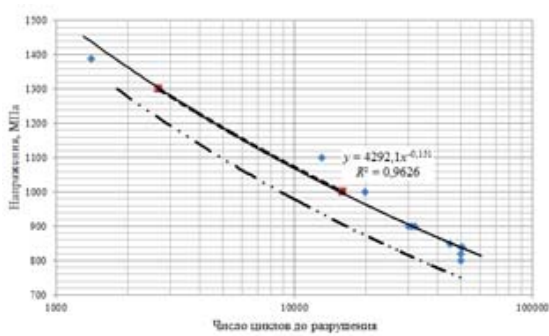


Рис. 6. Кривые МЦУ гладких образцов из сплава ЭП742ИД при  $T = 20$  °С

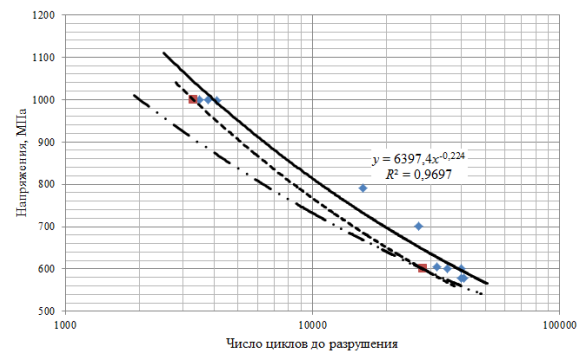


Рис. 7. Кривые МЦУ образцов с V-образным концентратором из сплава ЭП742ИД:  $r = 0,3$  мм;  $T = 20$  °С

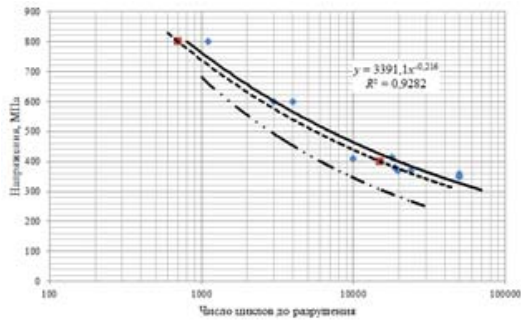


Рис. 8. Кривые МЦУ гладких образцов из сплава ЭП742ИД при  $T = 650\text{ }^{\circ}\text{C}$

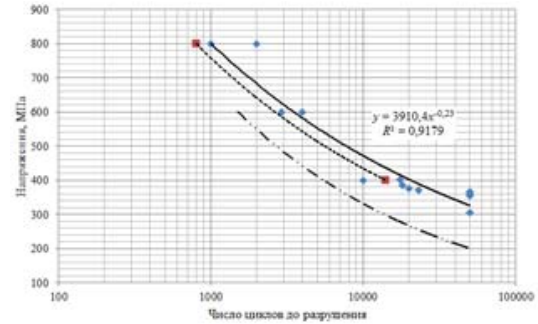


Рис. 9. Кривые МЦУ образцов с V-образным концентратором из сплава ЭП742ИД:  $r = 0,1\text{ мм}$ ;  $T = 650\text{ }^{\circ}\text{C}$

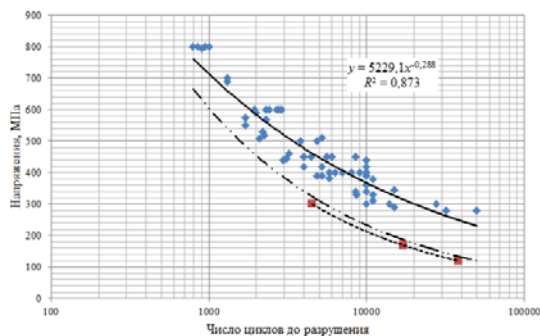


Рис. 10. Кривые МЦУ образцов с V-образным концентратором из сплава ВТ9:  $r = 0,1\text{ мм}$ ;  $T = 290\text{ }^{\circ}\text{C}$

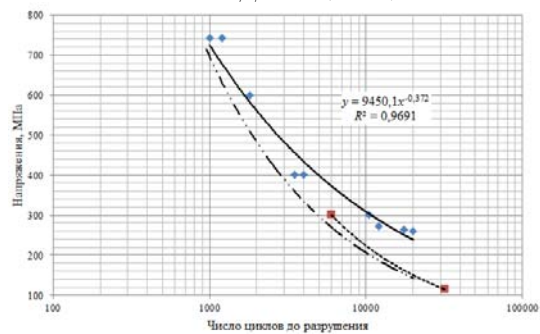


Рис. 11. Кривые МЦУ образцов с V-образным концентратором из сплава ВТ9:  $r = 0,1\text{ мм}$ ;  $T = 500\text{ }^{\circ}\text{C}$

### Обсуждение результатов исследования и выводы

Из приведённых на рис. 2 – 9 данных следует, что кривые расчётных долговечностей по уравнению Мэнсона-Коффина для гладких образцов и образцов с концентраторами из наиболее применяемых в ГТД никелевых сплавов находятся в поле разброса экспериментальных результатов в пределах трёх среднеквадратичных отклонений. Это подтверждает возможность использования модифицированного уравнения Мэнсона-Коффина для расчёта долговечности деталей двигателя, повреждаемых по механизму малоциклового усталости, и указывает на эффективность представленной методики. Чуть хуже выглядят результаты для титанового сплава ВТ9 (рис. 10 – 11), что объясняется спецификой поведения этого сплава в условиях МЦУ. Индивидуальная настройка уравнения для титановых сплавов даст более точные результаты.

### Заключение

Проведённое исследование показало, что при наличии достаточного объёма экспериментальных данных возможна индивидуальная настройка модифицированного уравнения Мэнсона-Коффина для оценки малоциклового усталости для деталей из конкретного материала или группы материалов, применяемых при производстве газотурбинных двигателей.

### Библиографический список

1. Нормы прочности авиационных газотурбинных двигателей гражданской авиации. М.: ЦИАМ, 2004. 260 с.
2. Терентьев В.Ф., Петухов А.Н. Усталость высокопрочных металлических материалов. М.: ИМЕТ РАН-ЦИАМ, 2013. 515 с.
3. Партон В.З., Борисковский В.Г. Динамика хрупкого разрушения. М.: Машиностроение, 1988. 240 с.

4. Ануров Ю.М., Федорченко Д.Г. Основы обеспечения прочностной надёжности авиационных двигателей и силовых установок. СПб.: Санкт-Петербургский политехнический университет, 2004. 390 с.
5. Кудрявцев И.В., Наумченко Н.Е., Саввина Н.М. Усталость крупных деталей машин. М.: Машиностроение, 1981. 240 с.
6. Колмогоров В.Л. Напряжения, деформации, разрушение. М.: Metallurgia, 1970. 229 с.
7. Кудрявцев П.И. Нераспространяющиеся усталостные трещины. М.: Машиностроение, 1982. 174 с.
8. ГОСТ 25.502-79. Расчёты и испытания на прочность в машиностроении. Методы механических испытаний металлов. Методы испытаний на усталость. М.: Стандартинформ, 1983. 50 с.
9. Махутов Н.А., Гаденин М.М., Бурак М.И., Даунис М.А., Зацаринный В.В., Злочевский А.Б., Каган В.А., Ларионов В.В., Левин О.А., Новиков В.А., Покровский В.В., Романов А.Н., Трошенко В.Т., Филатов В.М. Механика малоциклового разрушения. М.: Наука, 1986. 264 с.
10. Махутов Н.А. Деформационные критерии разрушения и расчёт элементов конструкций на прочность. М.: Машиностроение, 1981. 272 с.

## EVALUATION OF LOW CYCLE FATIGUE BASED ON THE USE OF COFFIN-MANSON DEPENDENCE UNDER ZERO-TO-“SOFT” LOADING CYCLE

© 2017

**V. F. Pavlov** Doctor of Science (Engineering), Professor, Head of the Department of Strength of Materials;  
Samara National Research University, Samara, Russian Federation;  
[sopromat@ssau.ru](mailto:sopromat@ssau.ru)

**V. A. Kirpichyov** Doctor of Science (Engineering), Professor of the Department of Strength of Materials;  
Samara National Research University, Samara, Russian Federation;  
[dean fla@ssau.ru](mailto:dean fla@ssau.ru)

**E. E. Kocherova** Postgraduate Student of the Department of Strength of Materials;  
Samara National Research University, Samara, Russian Federation;  
[Kocherova\\_2020@mail.ru](mailto:Kocherova_2020@mail.ru)

**A. S. Zlobin** Postgraduate Student of the Department of Strength of Materials;  
Samara National Research University, Samara, Russian Federation;  
[as.zlobin@mail.ru](mailto:as.zlobin@mail.ru)

To calculate the durability of gas turbine engine parts damaged by low-cycle fatigue (LCF), according to the “Structural codes of turbine engine strength” it is necessary to test specimens cut from respective parts (or test coupons) under “hard” loading. “Hard” here means there is a fixed strain cycle. The tests are conducted with different asymmetry coefficients of the strain cycle and with different exposure time at the maximum cycle strain (to take into account the effect of creep at high temperatures). The tests carried out are to provide sufficient statistics to ensure the reliability of the calculation. We suggest a method of assessing the durability of gas turbine engine parts based on testing standard specimens at zero-to-“soft loading” cycle using modified Manson-Coffin’s equation. The results of the work confirm the possibility of achieving the required adequacy of assessing the durability of parts damaged by the LCF mechanism with the use of a modified Manson-Coffin equation. Some recommendations concerning its application are given.

*Gas turbine engines; low cycle fatigue; fatigue tests; cyclic durability; Manson-Coffin equation; soft loading; hard loading.*

---

*Citation:* Pavlov V.F., Kirpichyov V.A., Kocherova E.E., Zlobin A.S. Evaluation of low cycle fatigue based on the use of Coffin-Manson dependence under zero-to-“soft” loading cycle. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2017. V. 16, no. 1. P. 129-136. DOI: 10.18287/2541-7533-2017-16-1-129-136

## References

1. *Normy prochnosti aviatsionnykh gazoturbinnnykh dvigateley grazhdanskoy aviatsii* [Strength standards of aviation gas turbine engines of civil aviation]. Moscow: CIAM Publ., 2004. 260 p. (In Russ.)
2. Teren't'ev V.F., Petukhov A.N. *Ustalost' vysokoprochnnykh metalicheskikh materialov* [Fatigue of high-strength metallic materials]. Moscow: CIAM Publ., 2013. 515 p.
3. Parton V.Z., Borisovskiy V.G. *Dinamika khrupkogo razrusheniya* [Dynamics of brittle fracture]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1988. 240 p.
4. Anurov U.M., Fedorchenko D.G. *Osnovy obespecheniya prochnostnoy nadezhnosti aviatsionnykh dvigateley i silovykh ustanovok* [The principles of ensuring the strength reliability of aircraft engines and power units]. St.-Peterburg: Peter the Great Saint-Petersburg Polytechnic University Publ., 2004. 390 p.
5. Kudryavtsev I.V., Naumchenko N.E., Savvina N.M. *Ustalost' krupnykh detaley mashin* [Fatigue of large machine parts]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1981. 240 p.
6. Kolmogorov V.L. *Napryazheniya, deformatsii, razrushenie* [Stresses, deformations, destruction]. Moscow: Metallurgiya Publ., 1970. 229 p.
7. Kudryavtsev P.I. *Nerasprostranyayushchiesya ustalostnye treshchiny* [Non-propagating fatigue cracks]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1982. 174 p.
8. GOST 25.502-79. Strength analysis and testing in machine building. Methods of metals mechanical testing. Methods of fatigue testing. Moscow: Standartinform Publ., 1983. 50 p. (In Russ.)
9. Makhutov N.A., Gadenin M.M., Burak M.I., Daunis M.A., Zatsarini V.V., Zlochevsky A.B., Kagan V.A., Larionov V.V., Levin O.A., Novikov V.A., Pokrovsky V.V., Romanov A.N., Troschenko V.T., Filatov V.M. *Mekhanika malotsiklovogo razrusheniya* [Mechanics of Low-Cycle Fracture]. Moscow: Nauka Publ., 1986. 264 p.
10. Makhutov N.A. *Deformatsionnye kriterii razrusheniya i raschet elementov konstruksiy na prochnost'* [Deformation fracture criteria and strength calculation of structural components]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1981. 272 p.

## К ВОПРОСУ ОБ ЭФФЕКТИВНОСТИ РЕГЕНЕРАТИВНОЙ СИСТЕМЫ ЛУЧИСТОГО ОТОПЛЕНИЯ

© 2017

**В. В. Панченко** соискатель;  
Самарский национальный исследовательский университет  
имени академика С.П. Королёва;  
[vvp.53@bk.ru](mailto:vvp.53@bk.ru)

Разработана схема регенеративной установки лучистого отопления на основе двухконтурного теплогенератора, предложена система и форма теплоизлучающих воздуховодов. Показано, что система лучистого отопления более эффективна по сравнению с общепринятой конвективной схемой. В климатической зоне Самарской области для проживания и работы необходимо отапливать помещения не менее 200 дней в году. Традиционно для отопления используется конвективная схема, в которой применяются радиаторы, установленные у пола, рабочим телом в которых является вода. Предлагаемая регенеративная система лучистого отопления рабочим телом в которой является воздух, основана на передаче тепла в виде инфракрасного электромагнитного излучения. Внутри замкнутых помещений создаётся микроклимат с необходимой влажностью и содержанием кислорода. На основании полученных результатов предложены способы применения данных систем.

*Лучистый теплообмен; конвекция; теплогенератор; дымосос; воздуховод; контур; температура; инфракрасное излучение; эффективность.*

---

*Цитирование:* Панченко В.В. К вопросу об эффективности регенеративной системы лучистого отопления // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2017. Т. 16, № 1. С. 137-141. DOI: 10.18287/2541-7533-2017-16-1-137-141

### Введение

В климатической зоне Самарской области для проживания и работы необходимо отапливать помещения не менее 200 дней в году. Традиционно для отопления используется конвективная схема, в которой применяются радиаторы, установленные у пола, рабочим телом в которых является вода (плотность  $1000 \text{ кг/м}^3$ ). Предлагаемая регенеративная система лучистого отопления (РСЛО), рабочим телом в которой является воздух (плотность  $1,29 \text{ кг/м}^3$ ), основана на передаче тепла в виде инфракрасного электромагнитного излучения.

Механизм формирования температурных условий в помещении принципиально отличается при лучистом и конвективном способе передачи тепла. Лучистая энергия от регенеративных излучателей тепла, которые устанавливаются на потолке, нагревает поверхность пола, оборудование в рабочей зоне, и от них нагревается воздух. Такой механизм формирования температурных условий близок к тому, что происходит в естественной среде, к которой привык человек, и поэтому он чувствует себя комфортно [1;2].

### Преимущества системы лучистого отопления

Особенности применения РСЛО для обогрева помещений состоят в следующем:

– температура воздуха ниже за счёт эффекта обогрева только поверхностей, а не объёма воздуха;



- тепло направлено непосредственно в нижнюю зону помещения, поэтому поверхностями с самой высокой температурой являются пол и технологическое оборудование (по этой причине РСЛО можно применять в помещениях с высокими потолками);
- система требует минимального времени для приведения её в рабочий режим, за счёт чего снижаются эксплуатационные расходы;
- система позволяет обогревать отдельные зоны или рабочие места без необходимости обогрева всего помещения;
- отпадает необходимость в строительстве котельных и теплотрасс;
- быстрый монтаж-демонтаж оборудования и приборов, так как конструкция выполняется по модульной (многомодульной) схеме с продолжительностью этой операции от одного дня до одной недели;
- исключается замерзание системы (отсутствие воды);
- оперативный прогрев помещения (за 15-30 минут);
- излучатели подвешиваются к потолку, не занимая полезной площади, а их незначительный вес не нарушает статику строительных конструкций;
- система позволяет программировать дневной, ночной или недельный режим поддержания необходимой температуры;
- достигается значительная экономия энергии при вентиляции помещений, так как удаляется верхняя менее нагретая часть воздуха;
- нет необходимости в утеплении крыш и чердачных помещений;
- отопление помещений, функционирующих относительно короткое время (спортивные манежи, трибуны, теннисные корты, террасы).

Кроме обогрева помещений РСЛО можно применять в технологических процессах: при сушке окрашенных металлических изделий, сушке зданий и сооружений во время строительства или после их затопления (значительная экономия энергии может быть достигнута за счёт применения рекуперационной схемы воздухообмена) и т.д.

### Конструктивно-технологические решения

Схема регенеративной установки с лучистым отоплением представлена на рис. 1.

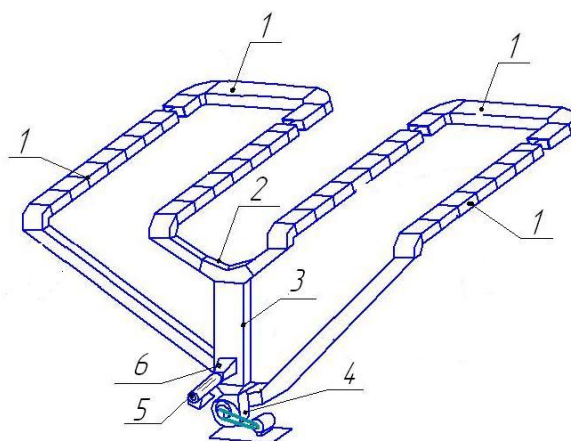


Рис. 1. Общая схема регенеративной системы с лучистым отоплением

РСЛО содержит воздуховод-излучатель 1 с разветвлённой системой фланцев 2, подсоединённый к двухконтурному теплогенератору 3 (его конструкция разработана и запатентована автором [3]), дымосос 4, вентилятор 5 и дефлектор 6.



Теплогенератор (рис. 2) имеет фланец второго контура 1, фланец первого контура 2, двухконтурный теплогенератор 3, внутри которого установлен теплообменник 4 второго контура с инфракрасной термоизлучающей лампой 5.

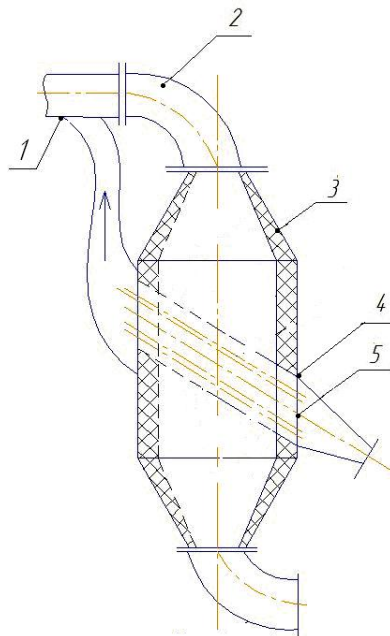


Рис. 2. Теплогенератор

На рис. 3 показаны возможные схемы профилей сечений воздуховодов.

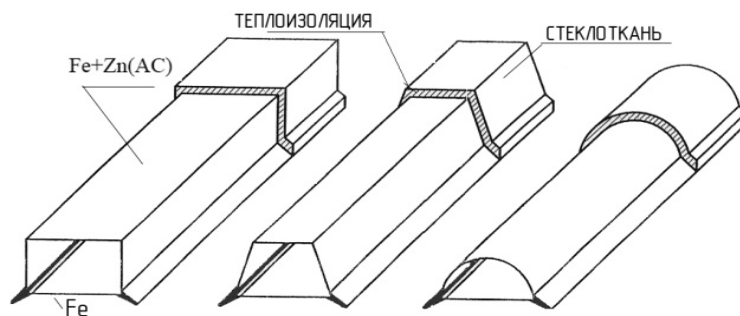


Рис. 3. Схемы профилей сечений воздуховодов систем отопления

Верхняя часть короба изготавливается из оцинкованной стали или алюминия для отражения теплового потока в сторону излучающей поверхности.

Короба подвешиваются к потолку, не занимают полезную площадь помещения, а их незначительный вес не нарушает статику строительных конструкций [4].

Данная система отопления позволяет получать воздушные потоки, циркулирующие по замкнутому первому контуру с температурами 325<sup>0</sup>С и выше. В процессе работы установка нагревает не весь объем помещения, а лишь поверхность пола, над которым размещены излучающие короба.

### Расчёт экономии тепловой энергии

В целях выявления преимущества применения РСЛЮ проведён сравнительный анализ потребления тепловой энергии в здании, расположенном в г. Самара, с применением традиционной конвективной системы отопления и РСЛЮ.

В производственном здании общей площадью 1000 м<sup>2</sup> и высотой 12 м отапливаемый объём составляет  $V = 12000 \text{ м}^3$ . Расчётная температура внутреннего воздуха в холодный период при конвективной системе отопления для производственного помещения  $t_g = 16^\circ\text{C}$  (ГОСТ 30494-2011); расчётная температура наружного воздуха в холодный период  $t_n = -30^\circ\text{C}$ ; продолжительность отопительного периода  $z = 203$  сут. (СП 131.13330.2011); средняя температура наружного воздуха за отопительный период  $t_{on}^{cp} = -5,2^\circ\text{C}$ . Рассчитывались теплопотери помещения по укрупнённым показателям:

$$Q_{mn} = \alpha a V (t_g - t_n), \text{ МДж/ч,}$$

где  $Q_{mn}$  – теплопотери здания, Вт;  $a$  – поправочный коэффициент;  $\alpha$  – удельная тепловая характеристика здания, МДж/(м<sup>3</sup>ч °С).

В случае применения отопления на базе РСЛЮ температуру внутреннего воздуха можно понизить. Расчёт годового потребления тепла производился для традиционной системы отопления и для РСЛЮ при снижении температуры внутреннего воздуха на 2°С и на 4°С, т.е. до  $t_g = 14^\circ\text{C}$  и  $t_g = 12^\circ\text{C}$ .

Общее потребление тепла за отопительный период (в течение года) составляет

$$Q_{год} = Q_{mn} z 24 \frac{(t_g - t_{on}^{cp})}{(t_g - t_n)}, \text{ МДж.}$$

Полученные результаты представлены на рис. 4. За 100% принят расход тепла при использовании традиционной системы отопления (точка I). Точками отмечены:

I – годовое потребление тепла при использовании традиционной системы отопления (2077400 МДж, 100%); II – годовое потребление тепла при использовании РСЛЮ со снижением температуры внутреннего воздуха на 2°С (1881310 МДж, 90,6%); III – годовое потребление тепла при использовании РСЛЮ со снижением температуры внутреннего воздуха на 4°С (1685220 МДж, 81,1%).

Из анализа графика следует, что при снижении  $t_g$  на 2°С экономия тепловой энергии в течение года составит около 10% (точка II), а при снижении  $t_g$  на 4°С – около 20% (точка III), что является достаточно высоким показателем. С учётом низкой инерционности РСЛЮ по сравнению с традиционными системами эта величина может увеличиться.

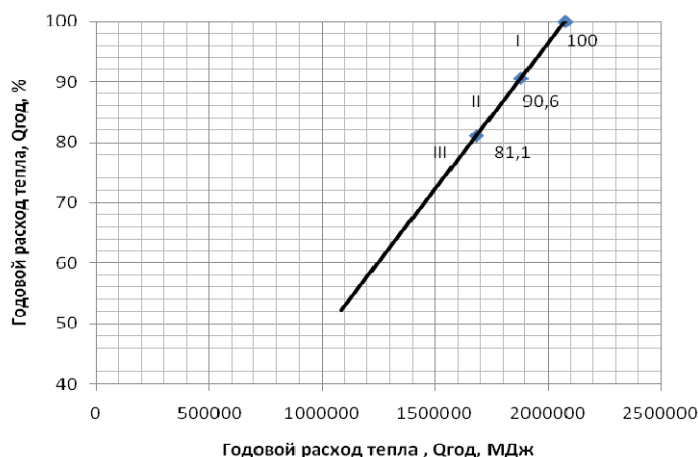


Рис. 4. Годовой расход тепла на отопление

## Заключение

Выполненный сравнительный расчёт показал, что при использовании РСЛО можно добиться снижения энергозатрат по сравнению с традиционной системой конвективного отопления.

Поэтому с учётом других преимуществ предлагаемую схему РСЛО следует считать перспективной. Необходимо исследование основных узлов системы с целью поиска наиболее эффективных решений.

## Библиографический список

1. Мачкаши А., Банхиди Л. Лучистое отопление. М.: Стройиздат, 1985. 464 с.
2. Ерофеев В.Л., Семенов П.Д., Пряхин А.С. Теплотехника. М.: Академкнига, 2006. 488 с.
3. Панченко В.В., Панченко А.В. Система воздушно-лучистого отопления: патент РФ № 2239130; опубл. 27.10.2004.
4. Система воздушного отопления (СВЛО) // Информационный бюллетень «Строй-инфо». 2005. № 17. С. 14.

## ON THE EFFICIENCY OF A RADIANT HEATING REGENERATIVE SYSTEM

© 2017

**V. V. Panchenko** Postgraduate Student;  
Samara National Research University, Samara, Russian Federation;  
[vvp.53@bk.ru](mailto:vvp.53@bk.ru)

A scheme of a radiant heating regenerative system is developed on the basis of a two-flow heat generator, a system and form of heat-radiating air ducts is proposed. It is shown that the system of radiant heating is more efficient as compared to the conventional convection system. The climatic conditions in Samara Region make it necessary to provide heating of houses for at least 200 days a year. Traditionally, the convective scheme of heating is used wherein radiators installed near the floor are used. Water serves as the working fluid in the radiators. The proposed radiant heating regenerative system is based on the transfer of heat in the form of infrared electromagnetic radiation. Air acts as the working fluid in the system. A microclimate with the required level of moisture and content of oxygen is created inside closed premises. Ways of using the systems described are suggested and recommendations on the necessity of conducting further research are given.

*Radiant heat transfer; convection; heat generator; smoke exhauster; air duct; circuit; temperature; infrared radiation; efficiency.*

---

*Citation:* Panchenko V.V. On the efficiency of a radiant heating regenerative system. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2017. V. 16, no. 1. P. 137-141. DOI: 10.18287/2541-7533-2017-16-1-137-141

## References

1. Macskasy A., Banhidy L. Sugárzófűtések. Budapest: Akadémiai Kiado, 1982.
2. Erofeev V.L., Pryakhin P.D. *Teplotekhnika* [Heat engineering]. Moscow: Academkniga Publ., 2006. 488 p.
3. Panchenko V.V., Panchenko A.V. *Sistema vozdušno-luchistogo otopleniya* [Air-radiant heating system]. Patent RF, no. 2339130, 2004. (Publ. 27.10.2004).
4. Warm-air heating system (WAHS). *Informatsionnyy byulleten' «Stroy-info»*. 2005. No. 17. P. 14. (In Russ.)

## ВЫБОР ОБРАЗЦОВ-СВИДЕТЕЛЕЙ ДЛЯ ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ АЗОТИРОВАНИЯ ПОВЕРХНОСТИ ДЕТАЛЕЙ

© 2017

**В. В. Сазанов** аспирант кафедры сопротивления материалов;  
Самарский национальный исследовательский университет  
имени академика С.П. Королёва;  
[sopromat@ssau.ru](mailto:sopromat@ssau.ru)

Для оценки эффективности азотирования деталей (химико-термическая обработка) обосновано применение корсетных образцов-свидетелей для проведения испытаний на усталость и гладких образцов-свидетелей – для определения остаточных напряжений в поверхностном слое. Расчётная часть исследования выполнена методом конечно-элементного моделирования с использованием комплексов ANSYS и PATRAN/NASTRAN. Расчётный комплекс ANSYS применён при определении коэффициента концентрации напряжений при изгибе корсетного образца. Используемые модели с гармоническими осесимметричными конечными элементами позволяют определять коэффициенты концентрации напряжений при растяжении-сжатии и изгибе деталей, представляющих собой тела вращения. Полученное значение коэффициента влияния остаточных напряжений на приращение предела выносливости достаточно точно согласуется с его экспериментальными значениями для азотирования и других видов химико-термической обработки корсетных образцов. Комплекс PATRAN/NASTRAN использован при расчёте напряжённо-деформированного состояния в корсетных образцах от действия остаточных напряжений, возникающих при азотировании поверхностей детали. Моделирование выполнено методом термоупругости, при этом в качестве исходных данных использованы экспериментальные эпюры распределения остаточных напряжений в гладких образцах. Установлено, что распределение осевых остаточных напряжений в опасном (наименьшем) сечении корсетного образца практически не отличается от распределения в гладких образцах. Полученные результаты являются основанием определять среднеинтегральные остаточные напряжения по распределениям остаточных напряжений в гладких образцах и использовать их при расчёте предела выносливости упрочнённых корсетных образцов. Результаты исследования позволяют считать, что оптимальными будут режимы азотирования, при которых среднеинтегральные остаточные напряжения являются наибольшими.

*Поверхностное упрочнение; химико-термическая обработка; критерий среднеинтегральных остаточных напряжений; первоначальные деформации; конечно-элементное моделирование; корсетный образец-свидетель; предел выносливости.*

---

*Цитирование:* Сазанов В.В. Выбор образцов-свидетелей для оценки эффективности азотирования поверхности деталей // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2017. Т. 16, № 1. С. 142-151. DOI: 10.18287/2541-7533-2017-16-1-142-151

### Введение

Повышение ресурса и надёжности работы деталей машин являются важнейшими задачами при их проектировании, производстве и эксплуатации. Для получения большой твёрдости в поверхностном слое детали с сохранением вязкой сердцевины, что обеспечивает высокую износостойкость и одновременно высокую динамическую прочность, применяют химико-термическую обработку. Химико-термическая обработка отличается от других видов термической обработки тем, что при этой обработке кроме структурных изменений происходит изменение состава поверхностного слоя путём диффузии в металл различных элементов. Наиболее широко распространёнными её видами являются цементация, азотирование, цианирование, борирование. Азотирование конструкционных сталей для повышения сопротивления усталости в настоящее время

стало достаточно широко применяться в ряде отраслей отечественного машиностроения. Так как образование азотосодержащих фаз в поверхностном слое идёт с увеличением объёма, то поверхность азотированной детали испытывает напряжения сжатия. Напряжения сжатия на поверхности вызывают повышение предела выносливости, поскольку усталостные трещины возникают в результате действия растягивающих напряжений.

Азотирование является весьма дорогим видом химико-термической обработки, так как требует наличия специального оборудования, расходных материалов, а сам процесс является весьма длительным по времени. Контроль качества азотирования поверхности деталей достаточно строго регламентирован нормативными документами, и с точки зрения износостойкости рабочих (трущихся) поверхностей наиболее важными контролируемыми параметрами являются твёрдость и толщина упрочнённого слоя. Проверки выполняются как на самой детали, так и на образцах-свидетелях, которые вместе с ней проходят полный цикл технологического процесса химико-термической обработки. Однако изучение вопроса повышения предела выносливости за счёт создания при азотировании сжимающих остаточных напряжений [1 – 4] свидетельствует о том, что этих параметров недостаточно. Для разработанных расчётно-экспериментальных методов прогнозирования предела выносливости упрочнённых деталей в качестве исходных данных необходимо иметь зависимость остаточных напряжений по толщине поверхностного слоя. Определение данной зависимости, как правило, выполняется на специальных образцах-свидетелях и реже – на вырезанных из самой детали. Экспериментально правильность выбора режимов технологического процесса химико-термической обработки, в том числе и азотирования, подтверждается испытаниями на усталость на специальных образцах и, что очень важно, до натуральных испытаний изделия или механизма в целом.

### **Постановка задачи**

Применение методов поверхностного упрочнения деталей машин, при условии правильного выбора технологического процесса, приводит к значительному повышению их сопротивления усталости. Задачей данного исследования является обоснование возможности использования для оценки эффективности азотирования и других видов химико-термической обработки деталей определённых типов образцов-свидетелей. Известно, что для испытаний на усталость применяются две формы рабочей части гладких образцов: с постоянным сечением и с переменным сечением (корсетные образцы). Недостатком первой формы образцов является концентрация напряжений в месте перехода цилиндрической части к галтели, что приводит к разрушению преимущественно вблизи галтели, и поэтому результаты испытаний не могут характеризовать истинное сопротивление материала усталости. Поэтому для испытаний на усталость в качестве образцов-свидетелей предлагается использовать корсетные образцы, лишённые отмеченного недостатка. Для замера остаточных напряжений в поверхностном слое лабораторными методами предлагается применять в качестве образцов-свидетелей гладкие образцы (плоские пластины, цилиндрические втулки), так как данный вариант является более точным, хорошо отработанным и простым в исполнении.

### **Метод решения**

Поставленная задача выбора образцов-свидетелей для оценки эффективности азотирования поверхности деталей с позиций повышения сопротивления усталости решалась путём анализа и сравнения экспериментальных данных при изучении корсетных и гладких образцов с результатами расчётов остаточного напряжённого состояния, кото-

рые, в свою очередь, были получены методом конечно-элементного моделирования [5]. Влияние остаточных напряжений на повышение предела выносливости после упрочнения поверхности детали оценивалось по критерию среднеинтегральных остаточных напряжений, определяемых на глубине нераспространяющейся трещины усталости [1].

### Результаты расчётно-экспериментальных исследований

В проведённом исследовании были использованы экспериментальные результаты изучения влияния азотирования корсетных образцов круглого поперечного сечения с наименьшим диаметром 7,5 мм (рис. 1) из сплава ВНС-17 на предел выносливости через величину и распределение остаточных напряжений поверхностного слоя [1]. Образцы после шлифования подвергались азотированию на различных режимах. После азотирования шлифованием обрабатывалась только коническая часть образцов и поэтому в рабочей (корсетной) части остаточное напряжённое состояние оставалось неизменным.

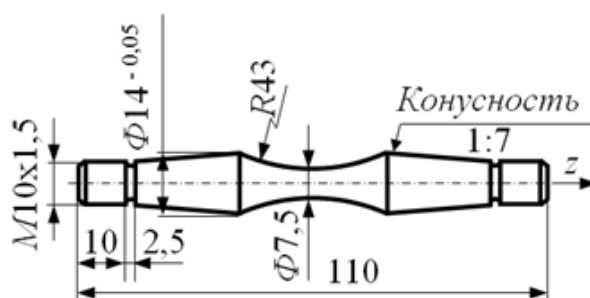


Рис. 1. Корсетный образец для испытаний на усталость

Известно, что прогнозирование влияния поверхностного упрочнения на приращение предела выносливости деталей с концентраторами напряжений при растяжении-сжатии и изгибе в случае симметричного цикла  $(\Delta\sigma_{-1})_{расч}$  производится по критерию среднеинтегральных остаточных напряжений  $\bar{\sigma}_{ост}$  [1–3]:

$$(\Delta\sigma_{-1})_{расч} = \bar{\psi}_{\sigma} |\bar{\sigma}_{ост}|, \quad (1)$$

где  $\bar{\psi}_{\sigma}$  – коэффициент влияния поверхностного упрочнения на предел выносливости по критерию  $\bar{\sigma}_{ост}$ .

Коэффициент  $\bar{\psi}_{\sigma}$  определяется по зависимости, установленной в работе [4]:

$$\bar{\psi}_{\sigma} = 0,612 - 0,081\alpha_{\sigma}, \quad (2)$$

где  $\alpha_{\sigma}$  – теоретический коэффициент концентрации напряжений.

Для решения поставленной задачи об использовании корсетных образцов при оценке эффективности азотирования поверхности деталей необходимо:

– через теоретический коэффициент концентрации напряжений в опасном (наименьшем) сечении определить по формуле (2) коэффициент  $\bar{\psi}_{\sigma}$  и сравнить его со средними значениями по результатам испытаний на усталость;

– методом конечно-элементного моделирования определить распределение остаточных напряжений по глубине опасного сечения и сравнить его с экспериментальным распределением в гладком образце-свидетеле.

Теоретический коэффициент концентрации напряжений  $\alpha_\sigma$  в классическом варианте определяется по графикам справочника [6]. Однако это приводит, как правило, к существенным погрешностям, особенно на границах графиков. Поэтому для определения  $\alpha_\sigma$  требуется разработка более точных и универсальных методов. В данной работе расчёты выполнялись методом конечно-элементного моделирования с использованием комплекса ANSYS. При моделировании был применён гармонический осесимметричный конечный элемент типа PLANE 83 объёмного напряжённо-деформированного состояния с восемью узлами, который позволяет на одной и той же модели определить коэффициент концентрации напряжений при растяжении и изгибе. На рис. 2 представлены осевые  $\sigma_z$  напряжения в конечно-элементной модели корсетного образца при изгибе (в МПа). Величина изгибающего момента на правом торце модели выбиралась таким образом, чтобы номинальные осевые напряжения в наименьшем сечении образца равнялись 100 МПа.

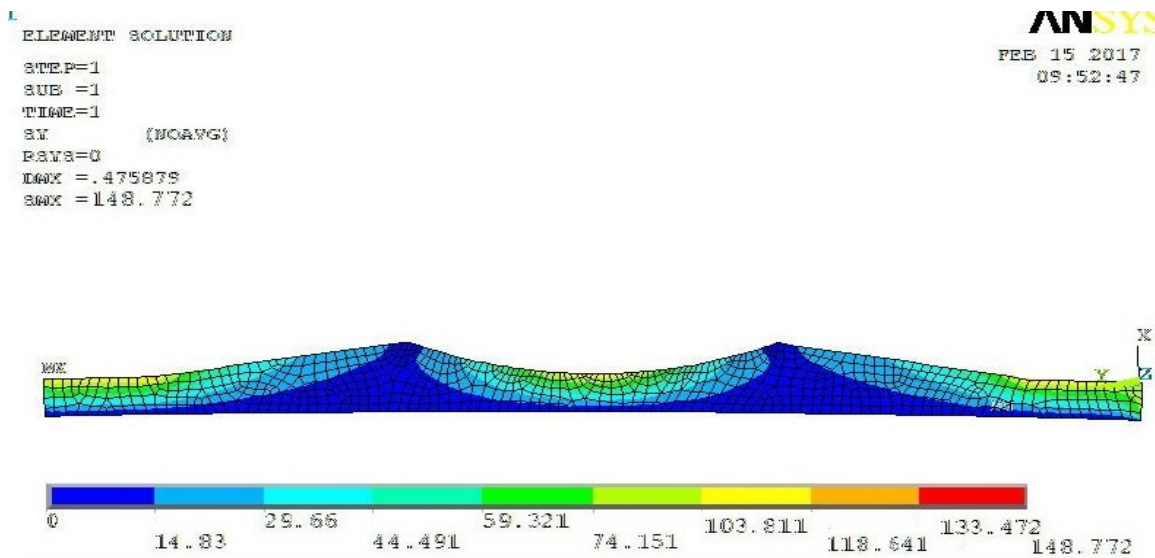


Рис. 2. Осевые  $\sigma_z$  напряжения в конечно-элементной модели корсетного образца при изгибе

По результатам расчёта при изгибе получено значение  $\alpha_\sigma = 1,038$ . Вычисленное с использованием этой величины по формуле (2) значение коэффициента влияния  $\bar{\psi}_\sigma = 0,528$  достаточно хорошо согласуется со средними значениями  $\bar{\psi}_\sigma$  по результатам испытаний для различных видов химико-термической обработки [1], которые изменяются в пределах от 0,513 до 0,553. Это означает, что расчёт приращения предела выносливости за счёт упрочнения поверхности, выполняемый по критерию среднеинтегральных остаточных напряжений по формуле (1), справедлив и для корсетных образцов, которые относятся к деталям с малой концентрацией напряжений.

Для определения распределения остаточных напряжений по толщине опасного сечения корсетных образцов методом конечно-элементного моделирования были проведены расчёты с использованием комплекса NASTRAN/PATRAN. Моделирование остаточных напряжений в упрочнённом слое выполнено методом термоупругости по первоначальным деформациям [6], которые определялись на моделях гладких образцов. Конечно-элементная модель представляет собой четвертую часть осевого сечения образца с наложением соответствующих граничных условий симметрии по перемеще-

ниям. При моделировании использован плоский шестиузловой треугольный конечный элемент типа 2D-solid, решение выполнялось в осесимметричной постановке.

Распределения осевых  $\sigma_z$  остаточных напряжений по толщине  $a$  упрочнённого поверхностного слоя гладких образцов, полученные экспериментальным методом с использованием расчётных зависимостей работы [7], приведены на рис. 3. Соответствующие эпюрам остаточных напряжений (рис. 3) режимы термической и химико-термической обработки корсетных и гладких образцов приведены в табл. 1.

На рис. 4 представлен фрагмент остаточного напряжённого состояния конечно-элементной модели корсетного образца для одного из режимов азотирования.

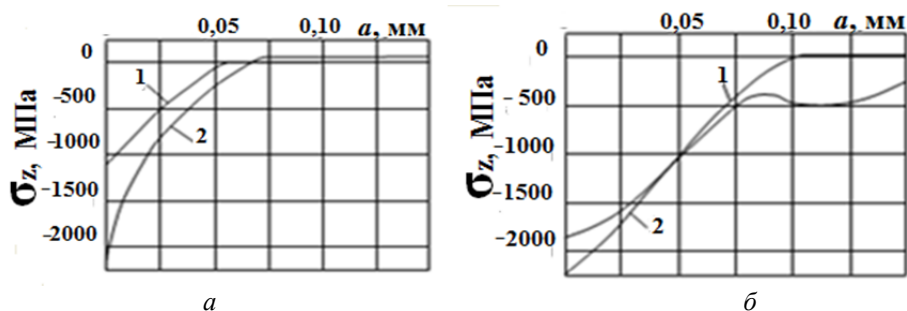


Рис. 3. Осевые  $\sigma_z$  остаточные напряжения в гладких образцах из сплава ВНС-17

Таблица 1. Режимы термической и химико-термической обработки корсетных и гладких образцов

№ п/п	Обозначение на рис. 3	Режимы термической и химико-термической обработки
1	$a - 1$	Закалка 860 °С; отпуск 580 °С – 10 часов
2	$a - 2$	Закалка 860 °С; отпуск 580 °С – 10 часов; азотирование 630 °С – 20 часов; отпуск 600 °С – 2 часа
3	$б - 1$	Закалка 860 °С; отпуск 580 °С – 30 часов, азотирование 630 °С – 20 часов
4	$б - 1$	Закалка 860 °С; отпуск 580 °С – 10 часов; азотирование 630 °С – 20 часов; отпуск 600 °С – 2 часа

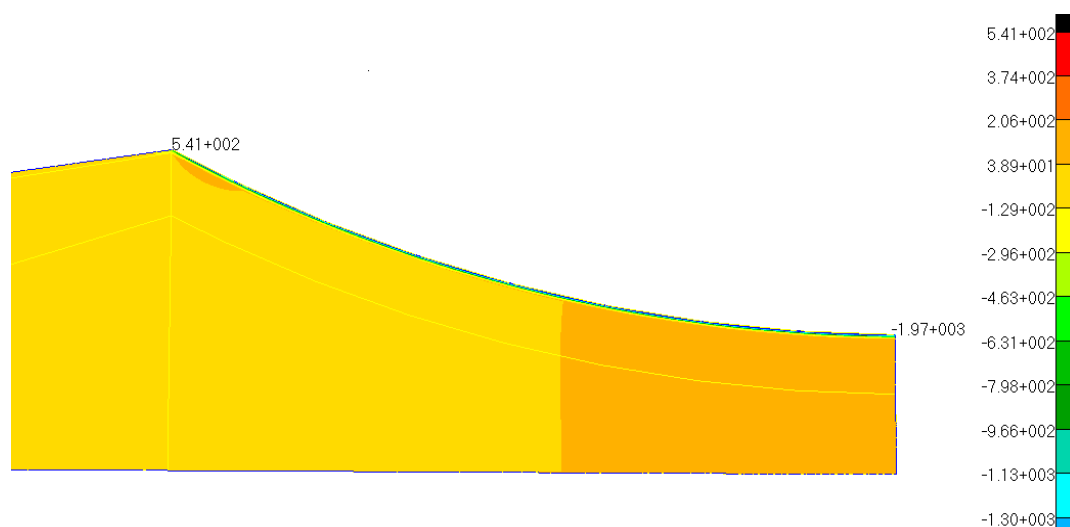


Рис. 4. Напряжённое состояние конечно-элементной модели корсетного образца; осевые  $\sigma_z$  остаточные напряжения (режим 3, табл. 1)



На рис. 5–8 приведены результаты расчётов распределения осевых  $\sigma_z$  остаточных напряжений по толщине поверхностного слоя опасного (наименьшего) сечения корсетных образцов и для сравнения и ними приведены экспериментальные эпюры гладких образцов для соответствующих режимов термической и химико-термической обработок.

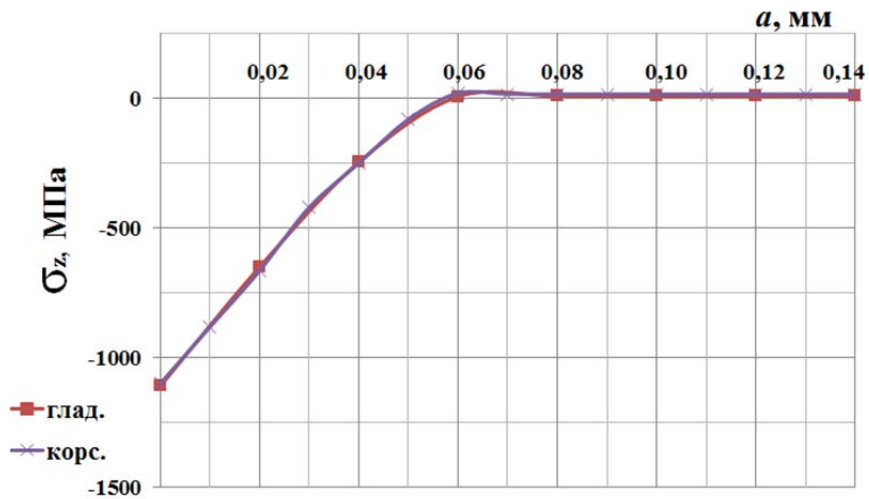


Рис. 5. Распределение остаточных напряжений  $\sigma_z$  по толщине поверхностного слоя опасного сечения корсетного и гладкого образцов (режим 1, табл. 1)

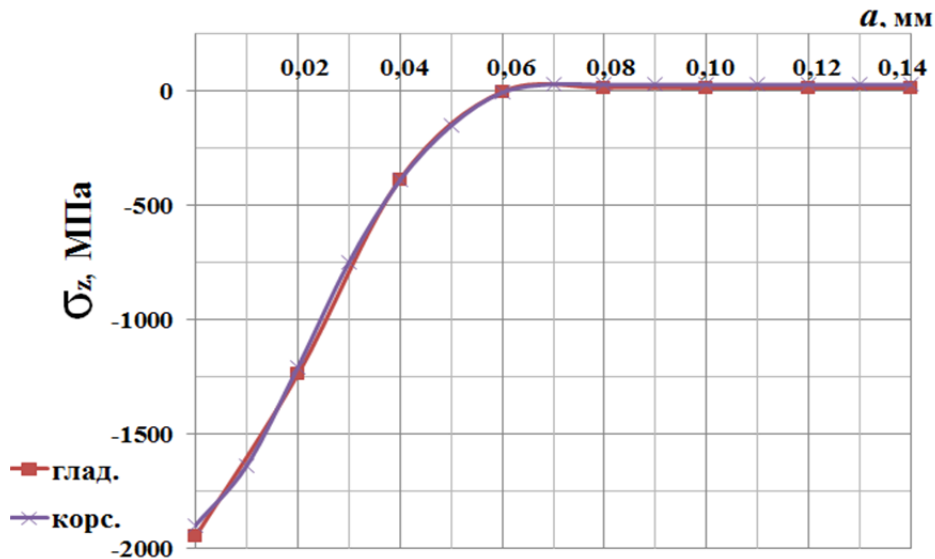


Рис. 6. Распределение остаточных напряжений  $\sigma_z$  по толщине поверхностного слоя опасного сечения корсетного и гладкого образцов (режим 2, табл. 1)

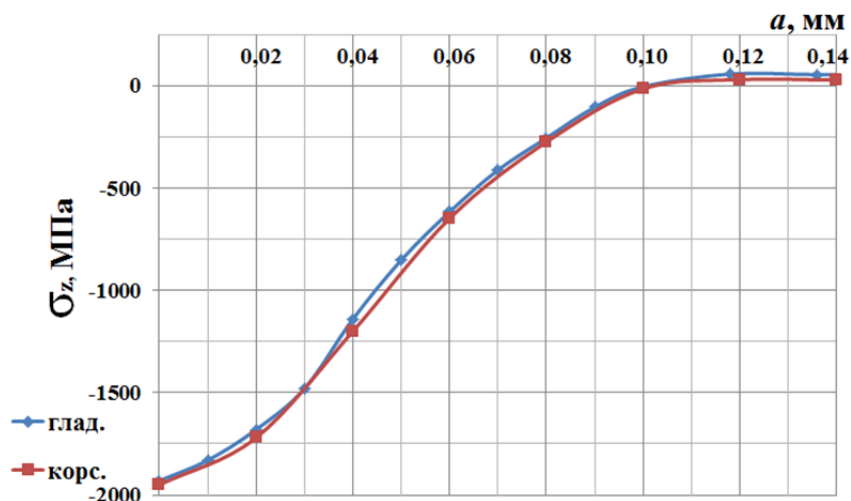


Рис. 7. Распределение остаточных напряжений  $\sigma_z$  по толщине поверхностного слоя опасного сечения корсетного и гладкого образцов (режим 3, табл. 1)

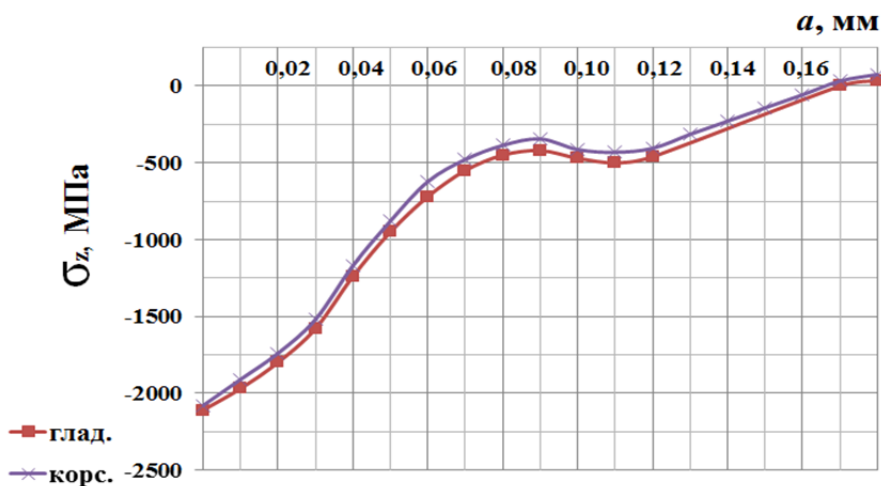


Рис. 8. Распределение остаточных напряжений  $\sigma_z$  по толщине поверхностного слоя опасного сечения корсетного и гладкого образцов (режим 4, табл. 1)

Анализ результатов расчётов, представленных на графиках рис. 5–8, показал, что распределения осевых остаточных напряжений  $\sigma_z$  по толщине  $a$  поверхностного слоя наименьшего сечения корсетных образцов для всех рассмотренных вариантов состояния упрочнённой поверхности практически совпадают с аналогичными распределениями для гладких образцов и отличие от исходной эпюры для гладкого образца не превышает 3%. Из полученных в исследовании результатов следует, что с достаточной точностью критерий среднеинтегральных остаточных напряжений  $\bar{\sigma}_{ост}$  можно определять по экспериментальной эпюре остаточных напряжений гладкого образца.

Таким образом, полученные результаты расчётов и их сравнение с экспериментальными данными свидетельствуют о том, что для оценки эффективности азотирования поверхности деталей с точки зрения повышения сопротивления усталости наиболее целесообразно использовать образцы двух типов: гладкие – для определения зависимости остаточных напряжений по толщине упрочнённого слоя и корсетные – для испытаний на усталость. Необходимо также отметить экономическую сторону предложенного метода решения задачи об оценке эффективности азотирования поверхности деталей, которая заключается в том, что значительно сокращаются объём и время проведения

испытаний на усталость. Правильность выбора режимов технологической операции подтверждается испытанием лишь одной партии корсетных образцов и сходимостью их результатов с расчётным определением предела выносливости.

### Выводы

1. На основании проведённых исследований установлено, что определение остаточных напряжений в поверхностном слое корсетных образцов после азотирования можно проводить на гладких образцах-свидетелях.

2. Расчёт критерия среднеинтегральных остаточных напряжений для вычисления приращения предела выносливости азотированных деталей представляется возможным проводить по результатам определения остаточных напряжений в поверхностном слое гладких образцов-свидетелей.

3. Оптимальными будут режимы азотирования деталей, при которых критерий среднеинтегральных остаточных напряжений будет наибольшим.

### Заключение

Предложенный в исследовании метод оценки эффективности азотирования поверхности деталей, выполняемого с целью повышения их сопротивления усталости, может быть рекомендован и для других видов химико-термической обработки с проведением соответствующих экспериментов и расчётов на соответствующих образцах-свидетелях и на самой детали.

### Библиографический список

1. Павлов В.Ф., Кирпичёв В.А., Вакулюк В.С. Прогнозирование сопротивления усталости поверхностно упрочнённых деталей по остаточным напряжениям. Самара: Самарский научный центр РАН, 2012. 125 с.

2. Павлов В.Ф. О связи остаточных напряжений и предела выносливости при изгибе в условиях концентрации напряжений // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 1986. № 8. С. 29-32.

3. Павлов В.Ф. Влияние на предел выносливости величины и распределения остаточных напряжений в поверхностном слое детали с концентратором. Сообщение I. Сплошные детали // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 1988. № 8. С. 22-26.

4. Кирпичёв В.А., Филатов А.П., Каранаева О.В., Чирков А.В., Семёнова О.Ю. Прогнозирование предела выносливости поверхностно упрочнённых деталей при различной степени концентрации напряжений // Труды Международной научно-технической конференции «Прочность материалов и элементов конструкций». Киев: Институт проблем прочности им. Г.С. Писаренко НАН Украины, 2011. С. 678-685.

5. Сазанов В.П., Чирков А.В., Самойлов В.А., Ларионова Ю.С. Моделирование перераспределения остаточных напряжений в упрочнённых цилиндрических образцах при опережающем поверхностном пластическом деформировании // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С. П. Королева (национального исследовательского университета). 2011. № 3(27), ч. 3. С. 171-174.

6. Петерсон Р.Е. Коэффициенты концентрации напряжений. М.: Мир, 1977. 302 с.

7. Иванов С.И. К определению остаточных напряжений в цилиндре методом колец и полосок // Сб. трудов «Остаточные напряжения». Вып. 53. Куйбышев: Куйбышевский авиационный институт, 1971. С. 32-42.

## SELECTION OF REFERENCE SPECIMENS FOR ASSESSING THE EFFICIENCY OF PART SURFACE NITRIDING

© 2017

**V. V. Sazanov** Postgraduate Student of the Department of Strength of Materials;  
Samara National Research University, Samara, Russian Federation;  
[sopromat@ssau.ru](mailto:sopromat@ssau.ru)

The use of corset reference specimens for carrying out fatigue tests and smooth reference specimens for determining residual stresses in a surface layer to assess the sufficiency of nitriding (thermochemical processing) is substantiated in the paper. The calculations are carried out by finite element simulation using the ANSYS and PATRAN/NASTRAN software complexes. The ANSYS complex is used to determine the stress concentration factor for the case of corset specimen bending. The employed models with harmonic axisymmetric finite elements make it possible to find the stress concentration factors in the case of tension- and- compression and bending of body-of-rotation parts. The obtained value of the influence of the coefficient of residual stresses on the endurance limit increase is in quite good agreement with its experimental values for nitriding and other types of thermochemical treatment of corset specimens. The PATRAN/NASTRAN complex is used to calculate the stress-strain state in corset specimens depending on residual stresses arising on a part surface under nitriding. Modeling is performed by the thermoelasticity method, with experimental diagrams of residual stresses in smooth specimens used as initial data. It is established that the distribution of axial residual stresses in the dangerous (smallest) section of a corset specimen practically does not differ from the distribution in smooth specimens. The results obtained provide the basis for determining average integral residual stresses by the distribution of residual stresses in smooth specimens and using them to calculate the endurance limit for hardened corset specimens. The results of the study allow making a conclusion that the most optimal nitriding practices are those wherein the average integral residual stresses are maximal.

*Surface hardening; nitriding; average integral residual stress criterion; initial deformations; finite element modeling; reference specimen; endurance limit.*

---

*Citation:* Sazanov V.V. Selection of reference specimens for assessing the efficiency of part surface nitriding. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2017. V. 16, no. 1. P. 142-151. DOI: 10.18287/2541-7533-2017-16-1-142-151

### References

1. Pavlov V.F., Kirpichev V.A, Vakulyuk V.S. *Prognozirovanie soprotivleniya ustalosti poverkhnostno uprochnennykh detaley po ostatochnym napryazheniyam* [Prediction of surface hardened parts' fatigue resistance by residual stresses]. Samara: Samarskiy Nauchnyy Tsentr RAN Publ., 2012. 125 p.
2. Pavlov V.F. On connection between residual stresses and the endurance limit under bending in stresses concentration conditions. *Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*. 1986. No. 8. P. 29-32. (In Russ.)
3. Pavlov V.F. Influence of a value and a distribution of residual stresses in the surface layer of a part with a concentrator on the endurance limit. Report 1. Solid parts. *Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*. 1988. No. 8. P. 22-26. (In Russ.)
4. Kirpichyov V.A., Filatov A.P., Karanaeva O.V., Chirkov A.V., Semyonova O.Yu. Surface hardened parts endurance limit prediction under various degree of stress concentration. *Proceedings International Conference «Strength of materials and structural elements»*. Kiev: G.S. Pisarenko Institute for Problems of Strength of the National Ac. Sci. of Ukraine Publ., 2011. P. 678-685. (In Russ.)
5. Peterson R.E. Stress concentration factors. New York: Wiley, 1974. 146 p.

6. Chirkov A.V., Sazanov V.P., Samoylov V.A., Larionova Y.S. Modeling of redistribution of residual stresses in the cylindrical specimens after advancing surface plastic forming. *Vestnik of the Samara State Aerospace University*. 2011. No. 3 (27), part 3. P. 171-174. (In Russ.)

7. Ivanov S.I. K opredeleniyu ostatochnykh napryazheniy v tsilindre metodom kolets i polosok. *Sb. trudov «Ostatochnye napryazheniya»*. Iss. 53. Kuibyshev: Kuibyshev Aviation Institute Publ., 1971. P. 32-42. (In Russ.)

## РАЗРАБОТКА ЗАЩИТНОГО ТОРЦЕВОГО АМОРТИЗАТОРА ДЛЯ КОНТЕЙНЕРОВ ПРИ АВАРИЙНЫХ ПАДЕНИЯХ

© 2017

- П. А. Самохин** начальник конструкторского бюро конструкторского отдела;  
Опытное конструкторское бюро «Новатор», г. Екатеринбург;  
[SamPeter@mail.ru](mailto:SamPeter@mail.ru)
- Е. А. Бахарева** кандидат технических наук, инженер-конструктор конструкторского отдела;  
Опытное конструкторское бюро «Новатор», г. Екатеринбург;  
[bahareva.e.a@mail.ru](mailto:bahareva.e.a@mail.ru)
- Д. В. Потанин** начальник конструкторского отдела;  
Опытное конструкторское бюро «Новатор», г. Екатеринбург;  
[potanindv@yandex.ru](mailto:potanindv@yandex.ru)

Рассмотрена конструкция торцевого амортизатора (демпфера), защищающего контейнеры с летательными аппаратами (ЛА) от разрушающих повреждений при возможных аварийных падениях в процессе транспортировки и эксплуатации. Предложены две численные методики для расчёта напряжённо-деформированного состояния (НДС) и ускорений торможения демпфера при вертикальном падении и ударе о неподвижную бетонную поверхность с помощью программного комплекса ANSYS Workbench 16.1. Первая методика состоит в определении НДС амортизатора в предположении квазистатичности нагрузок. Второй, динамический расчёт, позволяет определить реакцию демпфера при ударе о бетонную поверхность в зависимости от времени. Особенностью методик является включение в рассмотрение пластических свойств материала и реальных контактов между отверстиями в демпфере. Предлагаемые методики расчёта ускорений торможения демпфера полностью подтверждаются аналитическим решением дифференциального уравнения движения контейнера с демпфером в упругой области деформирования. Приведённые методики проиллюстрированы на примере расчёта данного торцевого амортизатора. Результаты расчётов тремя методами незначительно отличаются друг от друга с учётом погрешности вычислений. Установлено, что энергия упругопластического деформирования демпфера при ударе составит более половины кинетической энергии движения. Определена зависимость ускорения торможения демпфера как от величины его смятия, так и от времени.

*Торцевой амортизатор; диаграмма пластичности; трение; метод конечных элементов.*

---

**Цитирование:** Самохин П.А., Бахарева Е.А., Потанин Д.В. Разработка защитного торцевого амортизатора для контейнеров при аварийных падениях // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2017. Т. 16, № 1. С. 152-161. DOI: 10.18287/2541-7533-2017-16-1-152-161

### Введение

Процессы погрузки и перевозки опасных или дорогостоящих грузов любым видом транспорта сопряжены с возможными аварийными ситуациями, связанными с их опрокидыванием и последующим падением. Особое значение имеют аварии при транспортировке и такелаже транспортно-пусковых контейнеров с ЛА до места предполагаемого использования. Поэтому возникает необходимость обезопасить перевозимые грузы от разрушающих повреждений в результате ударных воздействий при падении. Один из возможных путей решения данной проблемы – создание защитных одноразовых амортизаторов, устанавливаемых на грузы или контейнеры, их содержащие, в области предполагаемых механических ударов.

Цель данной работы – для цилиндрического транспортно-пускового контейнера диаметром 0,6 м с ЛА создать защитный амортизатор (демпфер), способный снизить перегрузки внутри контейнера при вертикальном падении. Предполагается, что в процессе погрузочно-разгрузочных работ контейнер падает под прямым углом к горизонту

с высоты  $h = 15$  м от его нижней точки стальной сферической крышкой вниз без начальной скорости под действием собственного веса на бетонную жёсткую поверхность.

### Описание конструкции амортизатора

Для решения поставленной задачи конструкция амортизатора принята в виде трубы толщиной 0,03 м с внутренним диаметром 0,3 м. Вдоль боковой поверхности трубы сделаны 11 рядов круговых сквозных отверстий по 40 в каждом диаметром 0,022 м. Демпфер может крепиться к крышке контейнера посредством двух зацепов (рис. 1). В области крепления амортизатор имеет сферическую полость и принимает форму крышки, плотно к ней прилегая. Чтобы скомпенсировать возможные сдвиги амортизатора относительно продольной оси контейнера, предусмотрена полка шириной 0,05 м на расстоянии 0,1 м от внутреннего края демпфера (рис. 1).

Демпфер изготовлен из алюминиевого сплава АМг6, предел прочности которого  $\sigma_{вр} = 310$  МПа [1]. Для расчёта затраченной на деформирование энергии и исследования напряжённо-деформированного состояния (НДС) учитывались пластические свойства материала, описываемые диаграммой пластичности сплава АМг6. В силу осевой симметрии конструкции и равномерного распределения отверстий предполагается, что при деформировании сжимающие напряжения будут превосходить растягивающие и сдвиговые напряжения. В экспериментальных исследованиях, представленных в [2], установлено, что при чистом сжатии алюминиевые сплавы реализуют более 30% пластической деформации. Поэтому диаграмму пластичности используем для сжатия и продлеваем её до 30% (рис. 2). Отметим, что начальная точка диаграммы – предел пропорциональности с напряжениями  $\sigma_{пц} = 107,8$  МПа [1].

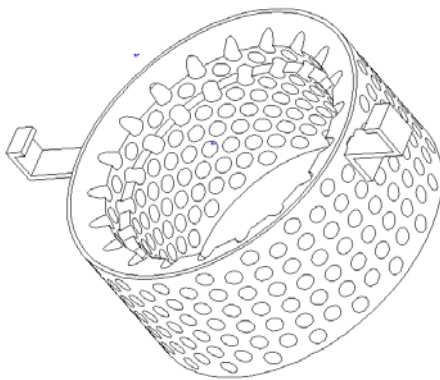


Рис. 1. Трёхмерная модель демпфера

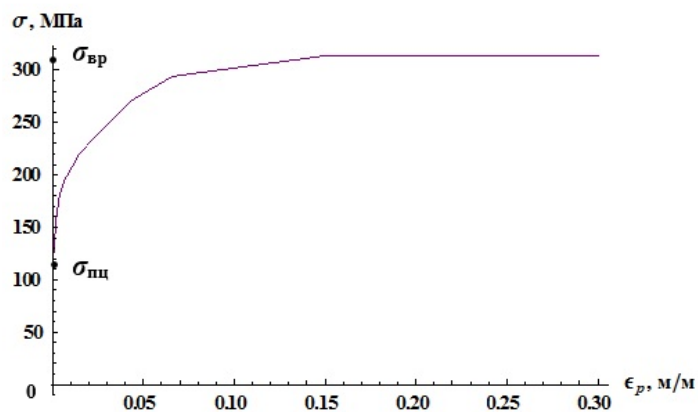


Рис. 2. Диаграмма пластичности сплава АМг6

### Квазистатический метод расчёта

Поскольку использование диаграммы пластичности приводит к значительному усложнению задачи, то для расчёта НДС демпфера используется программный комплекс (ПК) ANSYS Workbench 16.1, успешно применяемый в аэрокосмическом и транспортном машиностроении на протяжении многих лет.

Для оценки демпфирующих свойств амортизатора решение задачи сведём к определению потенциальной энергии упругих и пластических деформаций конструкции в процессе линейного нагружения предполагаемой области удара демпфера о неподвижную опору. Для упрощения расчётов используем неявный квазистатический метод ре-

шения динамической задачи об ударе деформируемого тела о жёсткую поверхность. Метод заключается в моделировании процесса смятия демпфера при падении контейнера монотонным сжатием демпфера в продольном направлении жёсткой поверхностью, на которую он падет. При решении задачи используется модуль статического анализа в ПК ANSYS Workbench 16.1.

В силу симметрии рассматривается не весь демпфер, а его тонкая часть: область кругового сектора толщиной 0,002 м, взятая в центральном радиальном слое (рис. 3). Конечно-элементная (КЭ) сетка узлов задаётся четырёхугольными элементами и формируется методом протяжки [3], таким образом образуя по радиальной оси одну прямоугольную сеточную клетку (рис. 4).

Для максимально приближенной к реальности модели учитывается возможное «самокасание» внутренней поверхности каждого отверстия при их сжатии. Для этого области предполагаемого касания задаются реальными контактами с трением, коэффициент которого принимается равным 0,3.

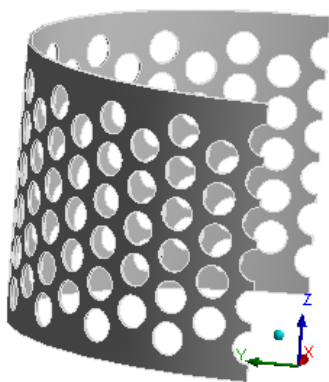


Рис. 3.

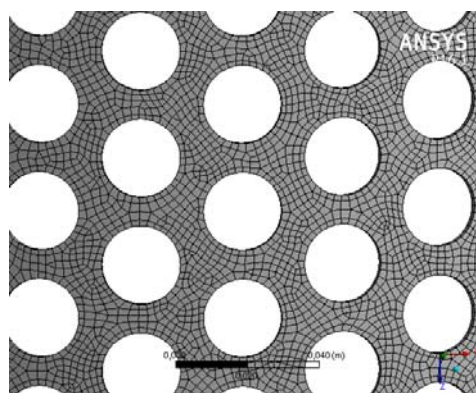


Рис. 4. КЭ-сетка для тонкого слоя демпфера

Чтобы оценить максимальную реакцию демпфера на удар, в рамках расчётной схемы твердотельная модель жёстко фиксировалась со свободного торца по нижней поверхности трубы (рис. 3). Ударная нагрузка в момент касания демпфером опоры моделировалась кинематическим нагружением в виде перемещения верхнего края демпфера. Так как высота падения демпфера  $h = 15$  м, то максимальная скорость контейнера в момент касания равна  $v = \sqrt{2gh} = 17,15$  м/с;  $g = 9,8$  м/с<sup>2</sup> – ускорение свободного падения. Допустимое ускорение торможения  $a$  в месте крепления демпфера считаем равным  $300g$ , и тогда наименьший путь торможения найдётся как  $\delta = v^2 / (2a) = 0,05$  м. Величина  $\delta$  принимается в виде максимальных перемещений, монотонно прикладываемых к верхней кромке демпфера, противоположной плоскости закрепления, вдоль оси  $Oz$  (рис. 3).

В результате расчёта НДС установлено, что при задании верхнему краю демпфера перемещений  $\delta = 0,05$  м наибольшие пластические деформации на значительной области достигли 30% (рис. 5). Поскольку отверстия равноудалены друг от друга, распределение пластических деформаций симметрично относительно центров отверстий и наблюдается между каждыми соседними отверстиями. Наибольшие растягивающие напряжения (первые главные напряжения) не превышают 39 МПа (рис. 6), что составляет 13% от напряжений предела прочности сплава АМг6. Следовательно, во всём демпфере практически отсутствует растяжение и вся конструкция работает на сжатие. Это оправдывает использование при сжатии диаграммы пластичности (рис. 2), продлённой до 30%.



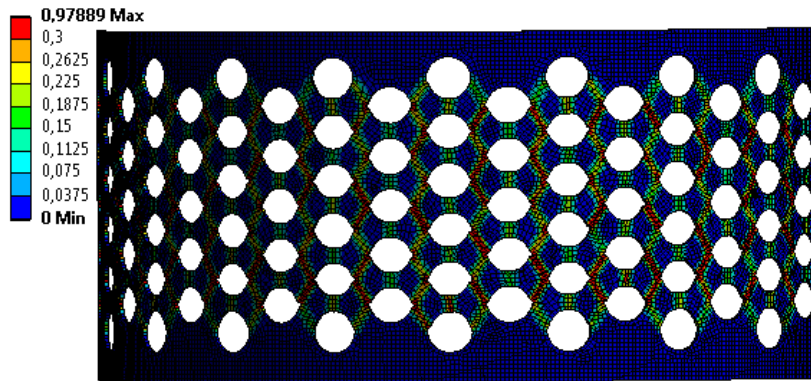


Рис. 5. Распределение пластических деформаций в конструкции, м/м (при перемещении 0,05 м)

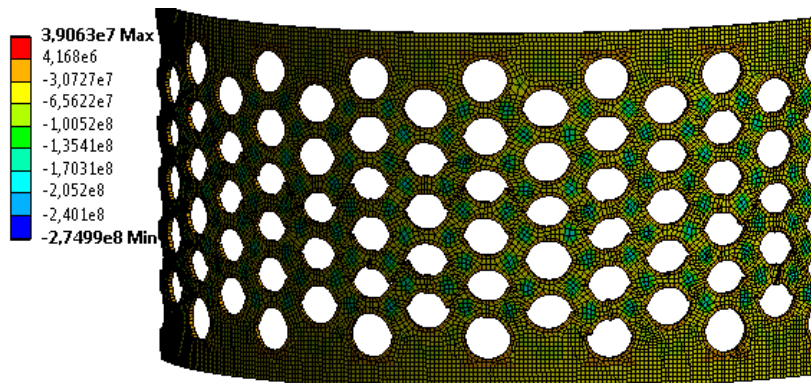


Рис. 6. Распределение первых главных напряжений в конструкции, Па (при перемещении 0,05 м)

Наибольшая энергия упругопластических деформаций с учётом диаграммы пластичности материала и самокасания внутри отверстий при сжатии на 0,05 м демпфера толщиной 0,03 м равна  $\Pi = 2,56 \cdot 10^5$  Дж.

Кинетическая энергия  $E$  имеет максимальное значение в конце падения, в момент удара контейнера о жёсткое основание, и вычисляется как  $E = Mv^2 / 2$ , где масса контейнера с демпфером  $M$  равна 3000 кг. Получаем  $E = 4,4 \cdot 10^5$  Дж. Сравнивая  $E$  с энергией деформаций  $\Pi$ , отметим, что в процессе упругопластического деформирования на величину 0,05 м демпфер толщиной 0,03 м может погасить до 58% кинетической энергии. При деформации демпфера на величину более 0,05 м погасится большее количество энергии, а участки демпфера с максимальными пластическими деформациями будут разрушаться. Оставшаяся часть кинетической энергии будет гаситься за счет упругих деформаций контейнера и размещаемого в нём груза.

Исследуя кинематические характеристики демпфера, отметим, что ускорение торможения  $a$ , с которым деформируется демпфер в месте его крепления к контейнеру до потери устойчивости и разрушения с учётом силы тяжести контейнера при падении определяется по формуле  $a = -R / M$ . Здесь  $R$  – сила реакции демпфера в жёсткой заделке в зависимости от приложенного перемещения  $x \in [0; \delta]$ , найденная при решении задачи в ПК ANSYS Workbench 16.1 (рис. 7). График абсолютных значений ускорений торможения представлен на рис. 8. При достижении максимально допустимых перемещений 0,05 м ускорение по абсолютной величине составит 248 g. Зависимость силы реакции демпфера в жёсткой заделке от перемещений качественно имеет тот же вид, что и ускорения.

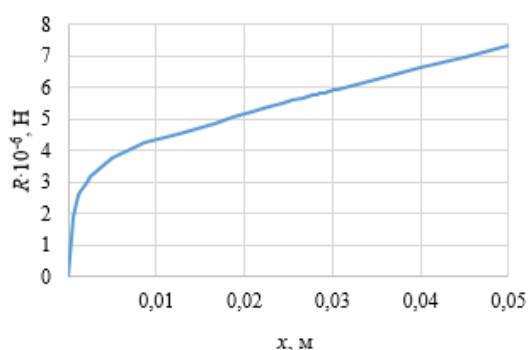


Рис. 7. Зависимость силы реакции  $R$  демпфера от заданных перемещений  $x$

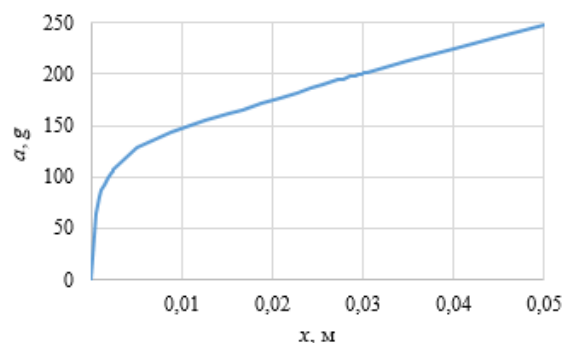


Рис. 8. Зависимость абсолютной величины ускорения торможения  $a$  демпфера от заданных перемещений  $x$

### Динамический метод расчёта

Для сравнения результатов, полученных ранее приведённым квазистатическим методом, воспользуемся динамическим КЭ-методом посредством структурного модуля динамического анализа в ПК ANSYS Workbench 16.1. При его использовании возможно непосредственное моделирование процесса падения контейнера и дальнейшее смятие демпфера.

При составлении расчётной схемы рассматривается та же КЭ-модель, что и в предыдущем случае, а именно КЭ-сетка узлов, свойства материала, самоконтакты внутри отверстий и граничные условия. В отличие от квазистатического расчёта необходимо учитывать массу контейнера, приходящуюся на тонкий слой амортизатора. Поскольку масса всего контейнера 3000 кг, а расчётный слой демпфера имеет толщину 0,002 м, что составляет 3% от всего объёма, то на слой приходится 100 кг массы контейнера. Эту массу в расчётной схеме распределяем на верхнюю поверхность демпфера (рис. 3). Бетонное основание, на которое происходит падение контейнера, задаётся жёсткой недеформируемой пластиной, расположенной на расстоянии 15 м от нижнего края демпфера.

В результате расчёта определено время падения демпфера с распределённой массой контейнера до контакта с поверхностью, которое составило 1,749 с, что, учитывая системную вычислительную ошибку, совпадает с аналитическим решением, а именно  $t = v / g = 1,75$  с.

Расчёт процесса смятия конструкции был выполнен до 1,7511 с после начала падения с высоты 15 м, смятие на этой секунде составило 0,028 м. Дальнейшее нагружение не проводилось в связи с большой длительностью такого расчёта, требующего значительных машинных ресурсов. Таким образом, смятие демпфера на 0,028 м продолжалось 0,0021 с. График силы реакции демпфера в месте его крепления к контейнеру представлен на рис. 9, а график ускорения торможения в той же области на рис. 10. Отметим, что качественно временные зависимости силы реакции и ускорения совпадают с аналогичными зависимостями на рис. 7 и 8, найденными квазистатическим методом в зависимости от перемещений. Ускорение торможения при смятии конструкции на 0,028 м ранее изложенным методом составило 199 g, а динамическим методом – 210 g, что отличается на 5% в рамках ошибки КЭ-модели вычислений.

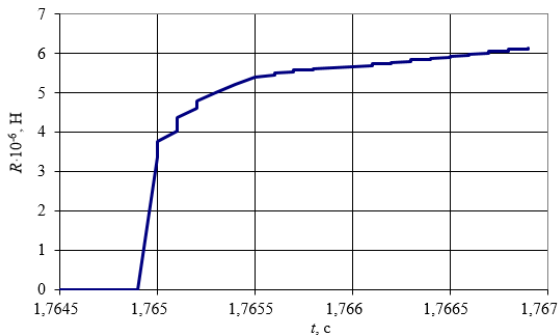


Рис. 9. Зависимость силы реакции  $R$  демпфера от времени  $t$

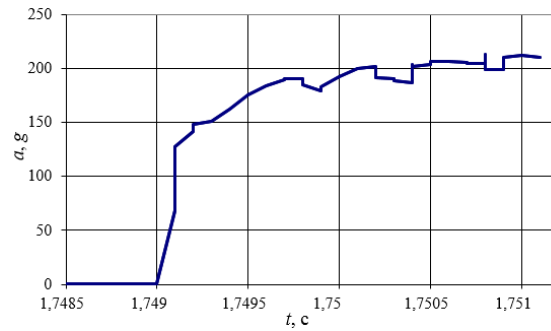


Рис. 10. Зависимость абсолютной величины ускорения торможения  $a$  демпфера от времени  $t$

В отличие от предыдущего квазистатического метода, позволяющего достаточно быстро определить НДС тела и его кинематические характеристики, динамические КЭ-методы расчёта из линейки модулей ПК ANSYS Workbench 16.1 приводят к значительному увеличению времени решения задачи.

### Аналитический метод расчёта

Для верификации найденных двумя предыдущими численными КЭ-методами ускорений  $a$  найдём перемещение и ускорение торможения демпфера при сжатии, зависящие от времени, в упругой зоне с помощью дифференциального уравнения движения упругой конструкции при падении на жёсткую поверхность под действием собственного веса:

$$M\ddot{x}(t) = -Cx(t) + Mg, \quad (1)$$

где  $x = x(t)$  – упругое перемещение демпфера при сжатии и  $\ddot{x} = \ddot{x}(t)$  – ускорение демпфера. Ось  $Ox$  совпадает с направлением падения демпфера.

Решение уравнения (1) имеет вид

$$x(t) = V\sqrt{\frac{M}{C}} \sin\left(\sqrt{\frac{C}{M}}t\right) + \frac{Mg}{C} \left(1 - \cos\left(\sqrt{\frac{C}{M}}t\right)\right) \quad (2)$$

для перемещений и

$$\ddot{x}(t) = -V\sqrt{\frac{C}{M}} \sin\left(\sqrt{\frac{C}{M}}t\right) + g \cos\left(\sqrt{\frac{C}{M}}t\right) \quad (3)$$

для ускорений демпфера.

В начале удара ( $t = 0$ ) смятие демпфера нулевое  $x(0) = 0$ , а ускорение совпадает с ускорением свободного падения  $\ddot{x}(0) = g$ . Тогда ускорение торможения демпфера отличается от полного ускорения на величину  $g$ :

$$\ddot{x}_{\text{торм}}(t) = \ddot{x}(t) - g = -V\sqrt{\frac{C}{M_{np}}} \sin\left(\sqrt{\frac{C}{M_{np}}}t\right) - g \left(1 - \cos\left(\sqrt{\frac{C}{M_{np}}}t\right)\right). \quad (4)$$

Отрицательный знак в (4) говорит о том, что ускорение торможения направлено в сторону, противоположную движению конструкции.

В уравнении (1) жёсткость  $C$  является постоянной величиной, характеризующей упругие свойства конструкции демпфера. Однако в быстропротекающем ударном процессе материал работает как упругий достаточно короткий промежуток времени: до некоторой малой величины  $t^*$ . Поэтому формулы (2) – (4) применимы только на временном интервале  $t \in [0; t^*]$ . Для нахождения времени  $t^*$  соотношение (2) рассматривается в виде уравнения относительно времени  $t$ , в котором левая часть заменяется перемещением  $x_{\max}$ :

$$x_{\max} = V \sqrt{\frac{M}{C}} \sin\left(\sqrt{\frac{C}{M}} t^*\right) + \frac{Mg}{C} \left(1 - \cos\left(\sqrt{\frac{C}{M}} t^*\right)\right). \quad (5)$$

Применим формулы (2) – (5) для расчёта кинематических характеристик рассматриваемого демпфера. Подставляя в (5) жёсткость  $C = 5 \cdot 10^9$  Н/м, массу  $M = 3000$  кг и перемещения  $x_{\max} = 0,000135$  м, имеем

$$0,000135 = 0,0133 \sin(1291 t^*) + 5,88 \cdot 10^{-6} (1 - \cos(1291 t^*)).$$

Решая это уравнение методом Ньютона в вычислительном пакете Wolfram Mathematica 8.0, находим наименьший положительный корень, равный  $t^* = 7,88 \cdot 10^{-6}$  с. Ускорение торможения демпфера (4) на области допустимости  $0 \leq t \leq 7,88 \cdot 10^{-6}$  с будет находиться по соотношению

$$\ddot{x}(t) = -22141 \sin(1291 t) - 9,8(1 - \cos(1291 t)). \quad (6)$$

График зависимости (6) по абсолютной величине представлен на рис. 11. Последняя точка диаграммы ускорений на рис. 11 соответствует наибольшему ускорению по модулю в области упругости  $\ddot{x}_{\max} = 22,97g$  при  $t^*$ .

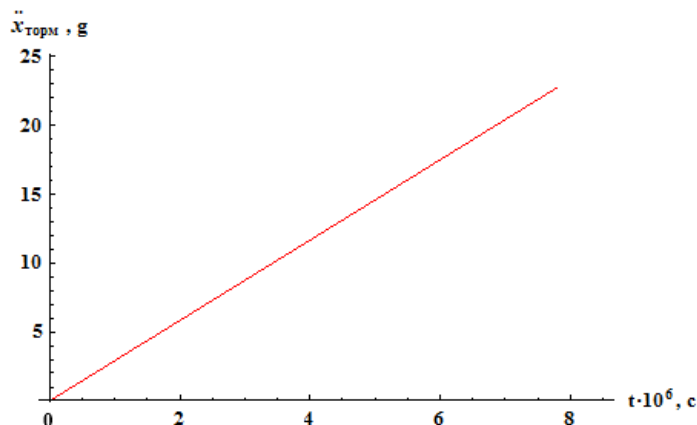


Рис. 11. Зависимость абсолютной величины ускорения торможения демпфера от времени на упругой стадии деформирования

Сравним аналитические результаты с численными величинами, найденными с помощью ПК ANSYS Workbench 16.1. Используя величину силы реакции демпфера в месте его крепления к крышке контейнера  $R = 675011$  Н при максимальном упругом перемещении  $x_{\max} = 0,000135$  м, ускорение торможения найдётся как  $a = R/M = 22,95g$ . Следовательно ускорение торможения, полученное с помощью ПК ANSYS, с точ-

ностью до вычислительной погрешности совпадает с ускорением – решением дифференциального уравнения движения  $\ddot{x}_{\max} = 22,97 \text{ g}$ , что подтверждает обоснованность использования предлагаемых методик.

### Заключение

Предложен вариант конструкции торцевого амортизатора, защищающего контейнеры с ЛА от разрушающих воздействий при аварийных падениях. Представлены две методики расчёта НДС и ускорений торможения демпфера при ударе, учитывающие пластические свойства материала и контактное взаимодействие между элементами конструкции. Результаты расчётов двумя методами совпали с учётом погрешности вычислений. Установлено, что при упругопластическом деформировании предложенной конструкции демпфера на 0,05 м возможно поглощение до 58% кинетической энергии. Наибольшие ускорения в месте крепления демпфера к контейнеру не превысили 250 g при сжатии до частичного разрушения демпфера, что ниже допустимых 300 g.

Предлагаемый численный квазистатический метод расчета, использующий модуль статического анализа в ПК ANSYS Workbench 16.1, имеет следующие особенности:

1. Позволяет быстрее и точнее, чем численный динамический метод расчёта, определить НДС тела, затраченную энергию на деформацию объекта, величину опорной реакции и ускорение торможения в местах крепления амортизатора к контейнеру.

2. По вычисленным для тонкого слоя результатам можно точно определить энергию, величину реакции и ускорение торможения для конструкций амортизаторов с различными толщинами и выбрать оптимальную конструкцию. Определение оптимальной толщины конструкции с использованием динамического метода расчёта является намного более затратным по ресурсным и временным критериям.

3. Решение квазистатическим методом в модуле статического анализа ПК ANSYS Workbench 16.1 не позволяет определить длительность процесса деформации демпфера. Для нахождения времени деформирования необходимы дополнительные вычисления аналитическим методом.

Численный динамический метод расчёта позволяет с достаточной точностью найти время смятия и построить зависимости силы реакции, ускорения и величины деформации от времени, но требует при этом значительных машинных и временных ресурсов.

В аналитическом методе используются функциональные зависимости ускорения и перемещения демпфера от начальной скорости, массы контейнера, жёсткости демпфера и времени. С их помощью можно точно вычислить величину сжатия демпфера, ускорение торможения на упругой стадии деформирования и время смятия демпфера до возникновения пластических деформаций, а также верифицировать результаты численных расчётов.

Предлагаемая конструкция амортизатора имеет следующие преимущества:

1. Равномерное распределение отверстий по трубе демпфера способствует распространению деформаций как по высоте демпфера, так и по его радиусу с целью формирования объёмного деформирования при работе амортизатора и использования максимальной величины потенциальной энергии упругопластических деформаций.

2. Конструкция амортизатора позволяет изменять диаметры отверстий и их взаимное расположение для улучшения технологичности изготовления и изменения демпфирующих свойств.

3. При необходимости возможно улучшение массовых и демпфирующих характеристик амортизатора введением дополнительных отверстий в наименее напряжённых зонах конструкции амортизатора.

4. Благодаря радиальной симметрии амортизатора, выбором его толщины и длины можно регулировать уровень поглощённой кинетической энергии и применять данную конструкцию при транспортировке контейнеров различной массы и их подъёме на различные высоты.

### Библиографический список

1. Авиационные материалы: Справочник в 9 т. Т. 4: Алюминиевые и бериллиевые сплавы. Ч. 1. Деформируемые алюминиевые сплавы и сплавы на основе бериллия. Кн. 1 / под ред. С.И. Кишкина, И.Н. Фридляндер. М.: ОНТИ, 1982. 627 с.

2. Корнеев Н.И., Аржаков В.М., Бармашенко Б.Г., Емельянов В.Б. Ковка и штамповка цветных металлов. Справочник. М.: Машиностроение, 1971. 232 с.

3. Бруйка В.А., Фокин В.Г., Кураева Я.В. Инженерный анализ в ANSYS Workbench: уч. пособие. Ч. 2. Самара: Самарский государственный технический университет, 2013. 147 с.

### SAFETY FRONT SHOCK DAMPER (SHOCK ABSORBER) TO PROTECT CONTAINERS IN EMERGENCY FALLING

© 2017

**P. A. Samokhin** Head of Design Bureau of the Design Department;  
Experimental Design Bureau “Novator”, Ekaterinburg, Russian Federation  
[SamPeter@mail.ru](mailto:SamPeter@mail.ru)

**E. A. Bakhareva** Candidate of Science (Engineering), design engineer of the Design Department;  
Experimental Design Bureau “Novator”, Ekaterinburg, Russian Federation;  
[bahareva.e.a@mail.ru](mailto:bahareva.e.a@mail.ru)

**D. V. Potanin** Head of the Design Department;  
Experimental Design Bureau “Novator”, Ekaterinburg, Russian Federation;  
[potanindv@yandex.ru](mailto:potanindv@yandex.ru)

The article presents a front shock damper (shock absorber) for protecting containers with flying machines against fractures in case of emergency falling in the process of transportation and operation. Two numerical methods are proposed to calculate the stress-strain state and acceleration braking of a shock absorber in case of a vertical fall and impact with a stationary concrete surface. The methods are based on the use of ANSYS Workbench 16.1. The first technique consists in determining the stress-strain state on the assumption of quasi-static loads. The second, dynamical, method makes it possible to determine the reaction of a shock absorber to its impact with the concrete surface depending on time. What makes our technique special is that we take into account plastic properties of a material and actual contacts between the damper components. The methods proposed are validated by the analytical solution of the differential equation of container motion with the shock absorber in the elastic strain range. The methods are illustrated by an example of calculating a given damper. The results obtained by three methods show quite good agreement taking into account the calculation error. It is established that the energy of the shock absorber plastic-elastic strain upon an impact is more than half of the kinetic energy of the shock absorber in motion. The dependence of the shock-absorber braking acceleration both on the size of the crumpled area and on the time is determined.

*Front shock absorber; plasticity curve; friction; finite element method.*

---

*Citation:* Samokhin P.A., Bakhareva E.A., Potanin D.V. Safety front shock damper (shock absorber) to protect containers in emergency falling. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2017. V. 16, no. 1. P. 152-161. DOI: 10.18287/2541-7533-2017-16-1-152-161

### References

1. *Aviatsionnye materialy: Spravochnik v 9 t. T. 4: Alyuminievye i berillievye splavy. Ch. 1. Deformiruemye alyuminievye splavy i splavy na osnove berilliya. Kn. 1* [Aviation materials. Reference book in 9 vol. V.4: Aluminum and beryllium alloys. Part 1. Wrought aluminum alloys and alloys based on beryllium. Book 1/ ed. By S.I. Kishkina, I.N. Fridlyander]. Moscow: ONTI Publ., 1982. 627 p.
2. Korneev N.I. *Kovka i shtampovka cvetnykh metallov. Spravochnik* [Forging and stamping of nonferrous metals. Reference book]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1971. 232 p.
3. Bruyaka V.A., Fokin V.G., Kuraeva Ya.V. *Inzhenernyi analiz v ANSYS Workbench: uch. posobie. Ch. 2* [Engineering analysis in ANSYS Workbench. Manual for graduate students. Part 2]. Samara: Samara State Technical University Publ., 2013. 147 p.

## ДИНАМИКА ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ МАШИНЫ С АДАПТИВНЫМ ПРИВОДОМ ПОДАЧИ ИНСТРУМЕНТА

© 2017

- В. С. Сидоренко** доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Гидравлика, гидропневмоавтоматика и тепловые процессы»;  
Донской государственной технической университет, г. Ростов-на-Дону;  
[v.sidorenko1942@gmail.com](mailto:v.sidorenko1942@gmail.com)
- М. С. Полешкин** кандидат технических наук, доцент кафедры «Гидравлика, гидропневмоавтоматика и тепловые процессы»;  
Донской государственной технической университет, г. Ростов-на-Дону;  
[poleshkin.maks@gmail.com](mailto:poleshkin.maks@gmail.com)
- С. В. Ракуленко** старший преподаватель кафедры «Гидравлика, гидропневмоавтоматика и тепловые процессы»;  
Донской государственной технической университет, г. Ростов-на-Дону;  
[rakulenko84@mail.ru](mailto:rakulenko84@mail.ru)

Рассматривается гидромеханическая система рабочей подачи инструмента и главного движения технологической машины (на примере мобильной буровой установки). Исследуется поведение динамической гидромеханической системы при изменяющихся внешних процессах бурения скважин. Оригинальным схемотехническим решением (многопараметрическим датчиком, дополнительными гидравлическими линиями связи главного и движения подачи инструмента) решается задача поддержания оптимального процесса бурения согласованием кинематических силовых и динамических характеристик рабочих движений, обеспечиваемых одной энергосиловой установкой. Предложена в программной среде Matlab Simulink двухмассовая математическая модель динамической многомассовой гидромеханической системы (ГМС). Модель содержит аналитическое описание механической, гидравлической и управляющей подсистем и реализована методом последовательного усложнения упрощённых моделей от одномассовой линейной до нелинейной двухмассовой с активными подмоделями всех подсистем. Это позволяет исследовать динамику разветвлённой ГМС, сохраняя преемственность результатов усложняемых решений.

*Двухдвигательная гидромеханическая система; адаптивный гидропривод подачи; гидравлический контур управления; многопараметрический датчик; объёмное регулирование; динамическая гидромеханическая система; математическое моделирование; Matlab Simulink; вычислительный эксперимент.*

---

**Цитирование:** Сидоренко В.С., Полешкин М.С., Ракуленко С.В. Динамика гидромеханической системы технологической машины с адаптивным приводом подачи инструмента // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2017. Т. 16, № 1. С. 162-175. DOI: 10.18287/2541-7533-2017-16-1-162-175

### Введение

Роторный способ бурения в мобильных буровых установках (МБУ) является наиболее распространённым и применяемым. В известных аналогах в механизмах главного движения и подачи инструмента применяются механический или дроссельный гидравлический привод [1].

В процессе работы приводы находятся в постоянном взаимодействии между собой и с двигателем внутреннего сгорания (ДВС) автомобильного шасси. Обладая известными преимуществами, в условиях жёстких требований к качеству и производительности проведения буровых работ гидравлический привод имеет большие перспективы применения в МБУ.



По технологии бурения скорости движения подачи должны постоянно корректироваться в зависимости от изменяющихся внешних условий для поддержания постоянной подачи инструмента на один его оборот. Применяемый дроссельный способ регулирования в современных установках не позволяет осуществлять это требование в режиме саморегулирования без участия оператора.

Как известно, дроссельный способ регулирования скорости эффективен в гидросистемах мощностью до 10 кВт, в то время как мощность при бурении достигает 100 кВт. Это приводит к значительным энергетическим потерям и, как следствие, к увеличению расхода топлива приводного ДВС.

### Структура адаптивного гидропривода

Для повышения эффективности буровых работ предлагается гидромеханическая система рабочих движений мобильной буровой установки с гидравлическим контуром их согласования, управляемым многопараметрическим датчиком (МПД) и программируемым логическим контроллером (ПЛК). Обобщённая структурная схема системы приведена на рис. 1.

Структурная схема гидромеханической системы адаптивного привода поясняет состав и взаимные связи её основных подсистем: механической, гидравлической силовой, управляющей с гидравлическими линиями связи.

Силовая подсистема состоит из двух контуров: подачи и вращения инструмента МБУ. Механические подсистемы передают обобщённые движущие силы выходного звена гидродвигателя (ГМ1 и ГМ2) через передаточно-преобразующие механизмы (ППМ1,2) подсистеме механизма подачи и механизма вращения бурового инструмента.

Расчётная схема (рис. 2), в соответствии с которой проводилось моделирование, поясняет взаимные связи и параметры разработанной математической модели гидромеханической системы МБУ.

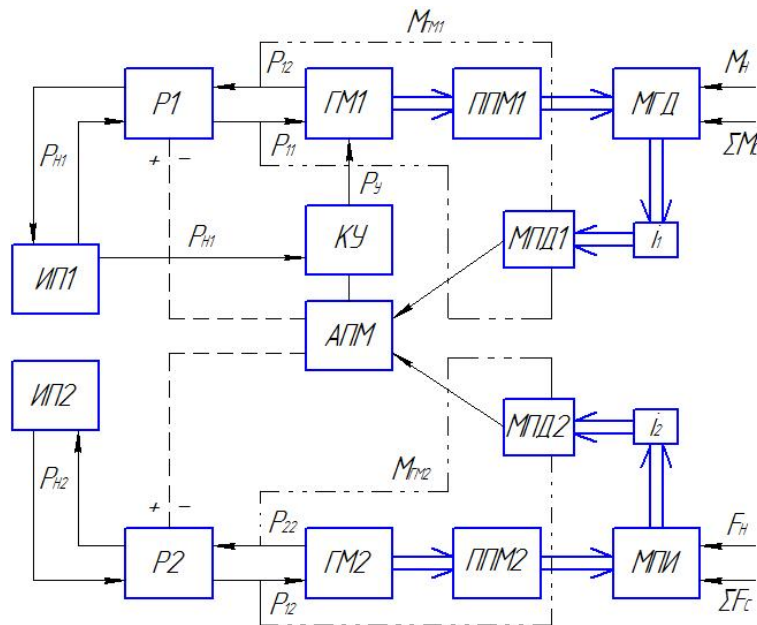


Рис. 1. Обобщённая структурная схема гидромеханической системы: ИП1, ИП2 – источник питания; P1, P2 – распределитель; КУ – клапан с пропорциональным управлением; АПМ – аппаратно-программный модуль; ГМ1 – гидромотор регулируемый; ГМ2 – гидромотор нерегулируемый; ППМ1, ППМ2 – передаточно-преобразующий механизм; МПД1, МПД2 – многопараметрические датчики гидравлические; МПИ – механизм подачи инструмента; МГД – механизм главного движения;  $i_1, i_2$  – механические передачи;  $F_n, M_n$  – соответственно усилие и крутящий момент на инструменте МБУ

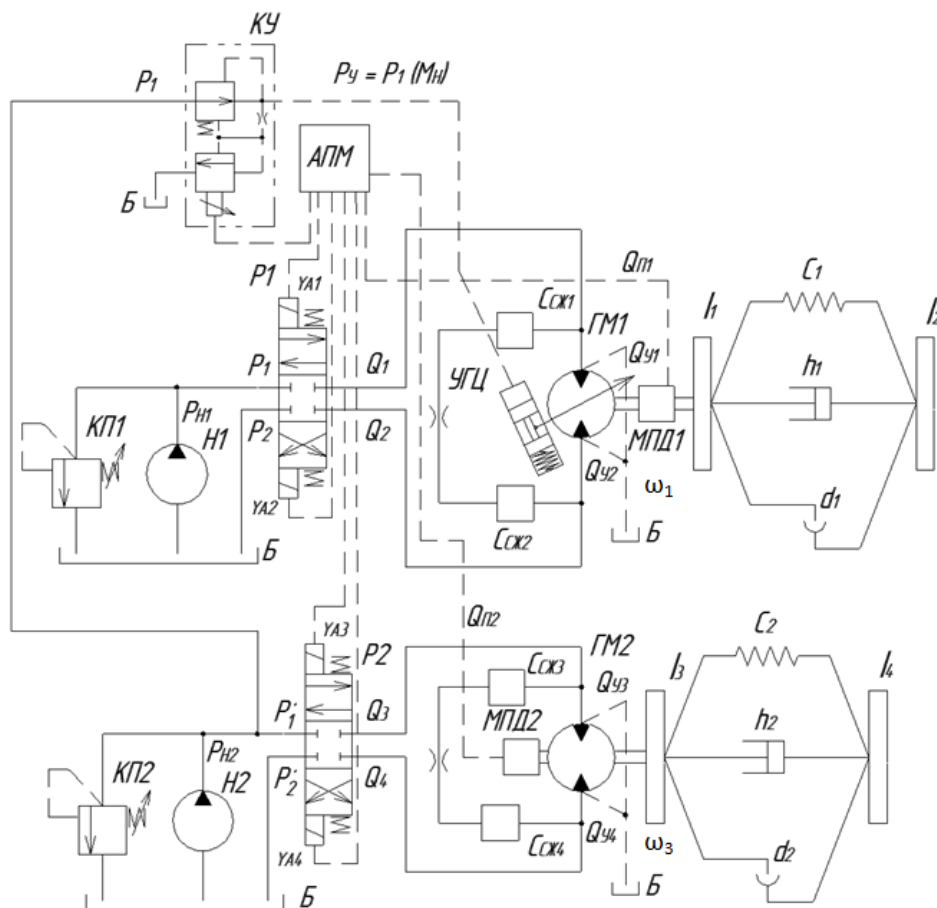


Рис. 2. Расчётная схема гидромеханической системы

Клапан КУ с пропорциональным управлением, формирующий управляющий сигнал на гидромотор ГМ1, подключён к источнику питания ИП2. Распределители P1 и P2 с электромагнитным управлением обеспечивают реверс движения привода главного движения и подачи, при этом сигналы управления на электромагниты получают от блока АПМ.

Гидромоторы ГМ1 и ГМ2 получают питание от насоса образующего ИП1, который получает вращение от ДВС автомобильного шасси через коробку отбора мощности (КОМ). При увеличении нагрузки на валу гидромотора ГМ2 обороты привода начинают падать, что отслеживается гидравлическим датчиком МПД2 и по информационному каналу данные отправляются на контроллер АПМ. Датчик МПД1, установленный на ГМ1, фиксирует изменения, происходящие на выходном звене мотора ГМ1 [2;3].

Обработав сигналы от датчиков МПД1 и МПД2 и сравнив их, АПМ направляет электрический сигнал на клапан управления КУ, который формирует гидравлический сигнал управления  $P_y$  для блока регулятора мотора ГМ1. Рабочий объём увеличивается, а скорость подачи инструмента уменьшается.

При снижении нагрузки в приводе главного движения скорость подачи увеличивается. При этом стабилизируется величина подачи на один оборот инструмента и обеспечивается рациональный режим бурения по производительности и энергозатратам за счёт объёмного способа регулирования скорости подачи при стабильной подаче на оборот инструмента.

### Математическая модель гидропривода

Учитывая сложности в реализации натурного эксперимента по исследованию гидромеханической системы МБУ, для качественной оценки предложенной обобщённой структуры составлена математическая модель, описывающая поведение привода подачи инструмента от динамики привода главного движения. Следуя основным принципам формирования математической модели, с учётом особенностей сложных гидромеханических систем [4], составлена система нелинейных дифференциальных уравнений, описывающих поведение привода подачи инструмента в рамках типового технологического цикла.

Механическая подсистема представлена как двухмассовая путём приведения одной части её составляющих к ведущим  $Y_1$ , а другой части – к ведомым  $Y_2$  массам для привода подачи и  $Y_3$  – к ведущим, а  $Y_4$  – к ведомым массам для привода главного движения [5]. При этом учитываются упругие свойства кинематической цепи от гидромотора ГМ1 и ГМ2 до суппорта подачи инструмента:

$$Y_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} = M_{ГМ1} - M_{C1} - M_{1-2} - M_{МПД}, \quad (1)$$

$$Y_2 \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} = M_{1-2} - F_{C2} - M_{H1}, \quad (2)$$

$$Y_3 \frac{d^2 \varphi_3}{dt^2} = M_{ГМ2} - M_{C3} - M_{3-4} - M_{МПД}, \quad (3)$$

$$Y_4 \frac{d^2 \varphi_4}{dt^2} = M_{3-4} - F_{C3} - M_{H2}. \quad (4)$$

Здесь  $Y_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2}$ ,  $Y_2 \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2}$ ,  $Y_3 \frac{d^2 \varphi_3}{dt^2}$ ,  $Y_4 \frac{d^2 \varphi_4}{dt^2}$  – динамический момент от вращающихся масс  $Y_1, Y_2, Y_3, Y_4$ ;  $M_{ГМ1} = \frac{1}{2\pi} q_{ГМ1} (p_y) (p_1 - p_2)$  – крутящий момент регулируемого гидромотора ГМ1 от давления управления  $p_y$ ;  $M_{ГМ2} = \frac{1}{2\pi} q_{ГМ2} (p'_1 - p'_2)$  – крутящий момент гидромотора ГМ2;  $M_{Hi} = M_{Hi} (F_{ni})$  – крутящий момент от нагрузки, создаваемой усилием подачи  $F_n$  при бурении [6];  $M_{C1}$  и  $M_{C3}$  – крутящие моменты от сил сопротивления движению ГМ1 и ГМ2 соответственно (сухого и вязкого трения), определяемые выражениями:

$$M_{C1} = M_{T1} + M_{B1} + M_{П1} = M_{ТО1} \operatorname{sign} \frac{d\varphi_1}{dt} + K_B \frac{d\varphi_1}{dt} + K_{П1} \varphi_1, \quad (5)$$

$$M_{C3} = M_{T3} + M_{B3} + M_{П3} = M_{ТО2} \operatorname{sign} \frac{d\varphi_3}{dt} + K_B \frac{d\varphi_3}{dt} + K_{П3} \varphi_3; \quad (6)$$

$M_{C2}$  и  $M_{C4}$  – моменты от сил сопротивления движению ведомых масс  $Y_2$  и  $Y_4$ , определяемые выражениями:

$$M_{C2} = M_{T2} + M_{B2} + M_{П2} = M_{ТО1} \operatorname{sign} \frac{d\varphi_2}{dt} + M_{BT2} \frac{d\varphi_2}{dt} + K_{П2} \varphi_2, \quad (7)$$

$$M_{C4} = M_{T4} + M_{B4} + M_{П4} = M_{ТО2} \operatorname{sign} \frac{d\varphi_4}{dt} + M_{BT4} \frac{d\varphi_4}{dt} + K_{П4} \varphi_4, \quad (8)$$

$M_{1-2}$  и  $M_{3-4}$  – упругие моменты кинематической связи масс  $Y_1, Y_2$  и  $Y_3, Y_4$  соответственно, определяемые выражениями:

$$M_{1-2} = h_1 \left( \frac{d\varphi_2}{dt} - \frac{d\varphi_1}{dt} \right) + C_{\alpha 1} (\varphi_2 - \varphi_1), \quad (9)$$

$$M_{3-4} = h_2 \left( \frac{d\varphi_4}{dt} - \frac{d\varphi_3}{dt} \right) + C_{\alpha 2} (\varphi_4 - \varphi_3); \quad (10)$$

$M_{МПД}$  – крутящий момент на валу многопараметрического датчика, Н·м;  $M_{Ti}$  – момент от сил сухого трения, Н·м;  $M_{Bi}$  – момент от сил вязкого трения, Н·м;  $M_{Pi}$  – момент сил позиционной нагрузки ГМ1 и ГМ2, Н·м;  $h_i$  – приведённый коэффициент демпфирования;  $C_{\alpha i}$  – приведённый коэффициент жёсткости;  $\frac{d\varphi_i}{dt}$  – приращение угловой координаты ГМ1 и ГМ2 во времени.

Поведение гидравлической силовой подсистемы гидропривода движения подачи описывается уравнениями баланса расходов для напорной и сливной магистралей:

$$Q_1 = Q_{ГМ1} + Q_{V1} + Q_{П1} + Q_{СЖ1} + Q_{МПД}, \quad (11)$$

$$Q_2 = Q_{ГМ1} - Q_{V2} + Q_{П1} + Q_{СЖ2}. \quad (12)$$

Поведение гидравлической силовой подсистемы гидропривода главного движения описывается уравнениями баланса расходов для напорной и сливной магистралей:

$$Q_3 = Q_{ГМ2} + Q_{V3} + Q_{П2} + Q_{СЖ3} + Q_{МПД}, \quad (13)$$

$$Q_4 = Q_{ГМ2} - Q_{V4} + Q_{П2} + Q_{СЖ4}. \quad (14)$$

Здесь

$$Q_1 = \mu_1 \pi d_1 x_{y1} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_H - p_1)},$$

$$Q_2 = \mu_2 \pi d_2 x_{y2} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_2 - p_0)},$$

$$Q_3 = \mu_3 \pi d_3 x_{y3} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{H2} - p_1)},$$

$$Q_4 = \mu_4 \pi d_4 x_{y4} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_2 - p_0)}$$

– расходы через распределитель Р1 и Р2 для напорной и сливной линий соответственно, м<sup>3</sup>/с;

$Q_{ГМ1} = q'_{ГМ1}(\gamma) \omega_1 \frac{d\varphi_1}{dt}$  и  $Q_{ГМ2} = q'_{ГМ2} \omega_3 \frac{d\varphi_2}{dt}$  – расход на вращение вала гидромотора ГМ1 и ГМ2 соответственно, м<sup>3</sup>/с;

$Q_{y1} = k_y p_1$ ,  $Q_{y2} = k_y p_2$  и  $Q_{y3} = k_y p_1'$ ,  $Q_{y4} = k_y p_4'$  – расход утечек напорной и сливной гидромагистралей для контура подачи и главного движения соответственно, м<sup>3</sup>/с;  
 $Q_{П1} = k_n (p_1 - p_2)$  и  $Q_{П2} = k_n (p_1' - p_2')$  – расход перетечки рабочей жидкости для контуров с ГМ1 и ГМ2 соответственно, м<sup>3</sup>/с;

$Q_{сжi} = \frac{(q_i' / 2) + W_{изi}}{E_{см}} \cdot \frac{dp_i}{dt}$  – расходы на компенсацию объёмной деформации жидкости в магистралях гидродвигателей, м<sup>3</sup>/с;

$q'_{ГМ1}$  – рабочий объём гидромотора ГМ1, м<sup>3</sup>;

$Q_{МГД}$  – расход через гидромеханический датчик ГМД, м<sup>3</sup>/с;

$\mu_i$  – коэффициент расхода проточной части регулирующих устройств;

$x_{yi}$  – перемещение запорно-регулирующего элемента, м;

$p_{Н1}$  и  $p_{Н2}$  – давление в напорной гидролинии насоса Н1 и Н2 соответственно, Па;

$p_0$  – давление в сливной гидролинии, Па;

$\omega_1$  и  $\omega_3$  – скорость вала гидромотора ГМ1 и ГМ2 соответственно, рад/с;

$d_i$  – диаметр проточной части гидрораспределителей Р1 и Р2, м;

$\rho$  – плотность рабочей жидкости, кг/м<sup>3</sup>;

$k_y, k_n$  – коэффициенты утечки и перетечки соответственно;

$E_{см}$  – модуль объёмной упругости рабочей жидкости, учитывающий растворенный воздух, Па;

$W_{изi}$  – объём  $i$ -го участка гидролинии, м<sup>3</sup>;

$\frac{dp_i}{dt}$  – приращение давления в полостях гидромотора ГМ1 и ГМ2.

Математическое описание процессов и устройств управляющей подсистемы требует дополнительного пояснения в виде расчётной схемы, представленной на рис. 3.

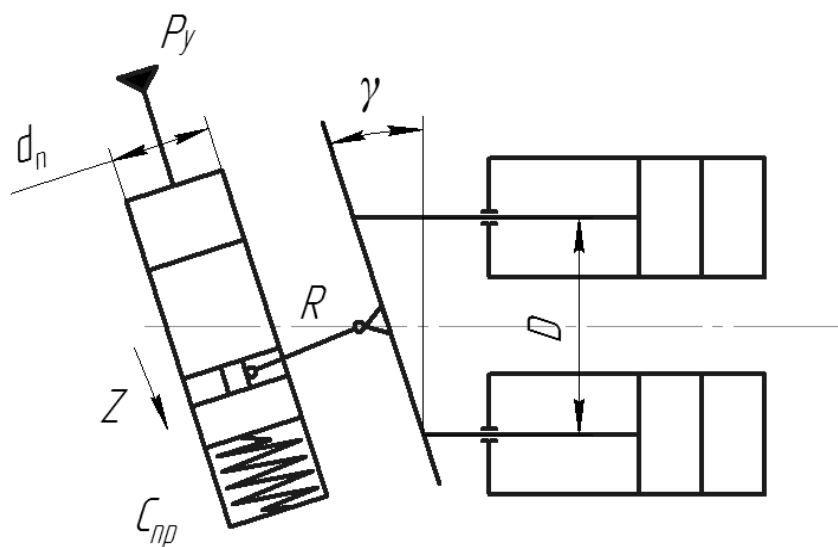


Рис. 3. Расчётная схема механизма управления  $q_{ГМ1}(\gamma)$  гидромотора ГМ1

Зависимости, учитывающие кинематику наклонного блока гидромотора подачи ГМ1, представлены системой уравнений:

$$\begin{cases} m_{\text{ГП}} \frac{d^2 z}{dt^2} + k_{\text{ВТ}} \frac{dz}{dt} + c_m (z_0 \pm z) = p_y S_{\text{ГЦ}} - F_T \text{sign} \frac{dz}{dt}, \\ q_{\text{ГМ1}} = \frac{\pi d_n^2}{2} k D \text{tg} \frac{z}{R}, \end{cases} \quad (15)$$

где  $\frac{z}{R} = \gamma$  – угол наклона блока гидромотора ГМ1, рад;  $m_{\text{ГП}}$  – приведённая масса поршня гидроцилиндра,  $\text{Н} \cdot \text{с}^2 \cdot \text{м}^{-4}$ ;  $F_{\text{СТ}}$  – сила сухого трения, Н;  $S_{\text{ГЦ}}$  – площадь поршня управляющего гидроцилиндра,  $\text{м}^2$ ;  $p_y$  – давление управления гидроцилиндра, Па;  $k_{\text{ВТ}}$  – коэффициент вязкого трения;  $d_n$  – диаметр поршня гидроцилиндра управления, м;  $D$  – расстояние между поршнями гидромотора, м;  $c_m$  – приведённая жёсткость пружины, Н/м;  $z_0$  – предварительное положение поршня гидроцилиндра, м;  $z$  – перемещение поршня гидроцилиндра, м.

Решение системы уравнений математической модели осложняется нестационарностью протекающих динамических процессов и особенностями поведения рабочей жидкости [7]. Поэтому были приняты следующие допущения: утечки малы и могут быть ограничены коэффициентом утечки  $k_y$  [4]; трубопроводы короткие, гладкие, жёсткие, что позволяет не учитывать волновые процессы в потоках рабочей жидкости; динамические процессы протекают в окрестности точки нагрузочной характеристики привода, поэтому  $Q_H = \text{const}$ ,  $p_n = p_{\text{клmax}} = \text{const}$ ; рабочая жидкость сжимаемая, капельная, в каналах присутствует нерастворённый воздух, а сосредоточенный объём сжимаемой жидкости  $Q_{\text{сж}}$  считается присоединённым к рабочей полости гидродвигателя.

Построение и моделирование системы адаптивного гидропривода проводилось в несколько этапов с использованием программного пакета MatLab Simulink и подсистемы модульного программирования Simscape.

В силу сложности реализации и решения математической модели гидромеханической двухмассовой системы каждого контура она формировалась путём последовательного усложнения базовой одномассовой модели с корректировкой параметров на каждом этапе моделирования [5;8].

На начальном этапе создана математическая модель подсистемы управления (рис. 4), которая включает устройство-преобразователь гидравлического сигнала – клапан с пропорциональным управлением (Servo-ValveActuator), формирующим сигнал по давлению для включения распределителя (4-WayDirectionValve), задающего положение гидроцилиндра управления. При этом перемещение пропорционального золотника обеспечивает блок задания сигнала SignalBuilder (рис. 4).

Для источника управляющего сигнала использовалась напорная линия P1 насоса Н1, далее добавлялась подмодель механизма регулятора гидромотора ГМ1 (рис. 2), включающая гидроцилиндр управления (Servo-cylinder), кинематически связанный с наклонным диском блока поршней (рис. 4). Модель учитывает жёсткость передаточного механизма D1, упругость системы TS и приведённую массу подвижных частей гидроцилиндра M1 (рис. 4).

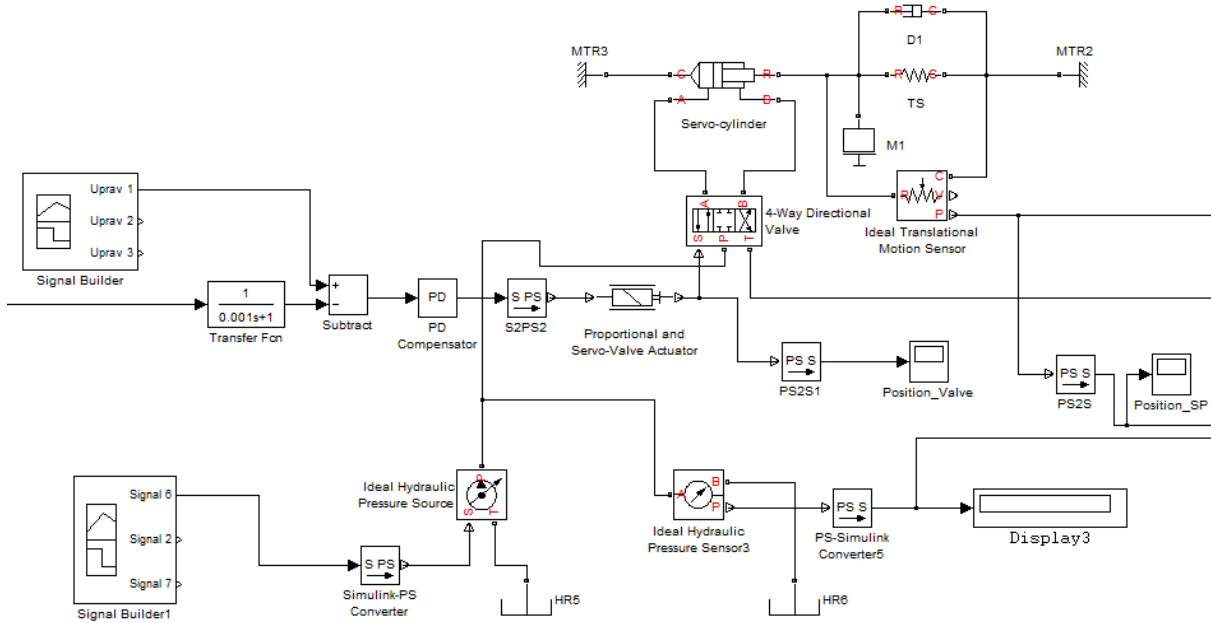


Рис. 4. Математическая модель гидросистемы регулятора ГМ2 в программе MatLab Simulink

На втором этапе создавался модуль гидростатической передачи насос Н1 – гидромотор ГМ1, обеспечивающий подачу инструмента (рис. 2). При этом в напорной гидролинии насоса Н2 для упрощения модели не вводилась подмодель реверсирующего распределителя Р2. Сопротивление на валу гидромотора задавалось при помощи блока Signal Builder, момент сил инерции – блоком с массой М1 (рис. 4).

Дополнительным модулем в математическую модель встраивалась подсистема привода главного движения инструмента, силовой контур которой образован гидромотором ГМ2 (рис. 2) и блоком Signal Builder Forces, имитирующим нагрузку по заданному закону (рис. 4). Исследовались наиболее критичные условия эксплуатации буровых машин (попадание на скальный грунт), которые характеризуются резким возрастанием нагрузки с 50 до 1450 Н (рис. 5).

Основные исходные данные, характерные для базового режима работы буровой установки [1], используемые при моделировании (табл. 1), основаны на данных технической документации предприятия-изготовителя ООО «Завод СтройНефтеМаш» и идентификации рабочих процессов при испытаниях.

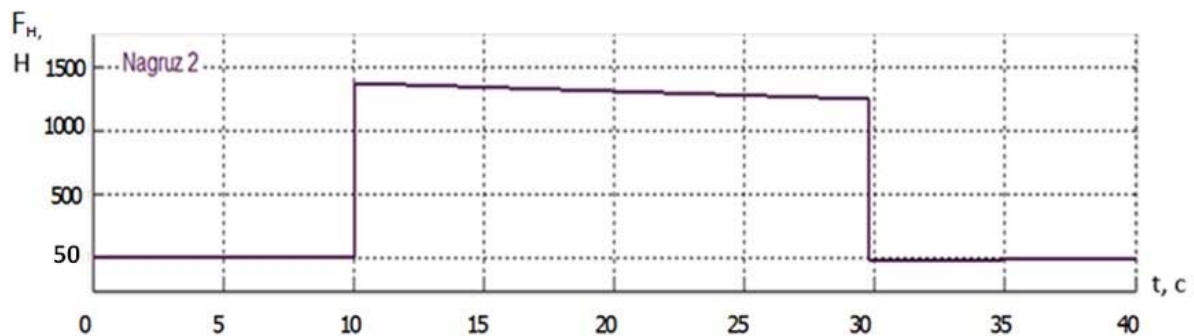


Рис. 5. График задаваемой технологической нагрузки  $F_n$  на гидромоторе ГМ2

Таблица 1. Исходные данные для моделирования гидросистемы

№ п/п	Параметры	Обозначение	Подача инструмента (ГМ1)	Обозначение	Главное движение (ГМ2)
1.	Перемещение, рад	$\varphi_1$	0- $\infty$	$\varphi_3$	0- $\infty$
2.	Скорость, рад/с	$\omega_1$	0-16	$\omega_3$	0-12
3.	Технологическая нагрузка	$M_H$	0-1800 Н·м	$F_H$	0-2,5·10 <sup>3</sup> Н
4.	Рабочий объем гидродвигателя, см <sup>3</sup>	$q_{ГМ1}$	112	$q_{ГМ2}$	160
5.	Давление на входе в гидродвигатель, Па	$p_1$	18·10 <sup>6</sup>	$p'_1$	18·10 <sup>6</sup>
6.	Давление на выходе гидродвигателя, Па	$p_2$	1,5·10 <sup>6</sup>	$p'_2$	1,5·10 <sup>6</sup>
7.	Давление в напорной линии насоса, Па	$p_{Н1}$	20·10 <sup>6</sup>	$p_{Н2}$	20·10 <sup>6</sup>
8.	Масса перемещаемого целевого механизма, кг	$m_{ЦМ}$	150		
9.	Давление в сливной гидролинии, Па	$p_0$	0,5·10 <sup>6</sup>		
10.	Давление управления, Па	$p_y$	0-3·10 <sup>6</sup>		
11.	Диаметр гидролиний, м	$d_{ли}$	0,02		
12.	Суммарная длина гидролиний, м	$\Sigma l_{л}$	8		
13.	Ход гидроцилиндра управления ГМ1, м	$z$	0,05		
14.	Диаметр поршня гидроцилиндра управления ГМ1, м	$d_n$	0,017		
15.	Расстояние между поршнями ГМ1, м	$D$	0,1		

### Результаты моделирования

Полученные в результате вычислительного эксперимента осциллограммы рабочего процесса (рис. 6) показывают, что предлагаемая динамическая система выполняет условие функционирования привода подачи инструмента, при котором выполняется его стабильная подача на один оборот. Задаваемая технологическая нагрузка  $F_T$  имитировала сопротивление грунта при бурении до 1450 Н (рис. 5). При этом наблюдалась устойчивая работа гидромотора ГМ2 как на участке разгона (0-10 с) до максимальной частоты вращения 150 об/мин, так и на участке замедления от (30-40 с) до минимальной – 60 об/мин (рис. 6) с незначительными затухающими колебаниями.

В математической модели изменение нагрузки на инструменте, характеризуемое давлением  $p_1$  (рис. 7, б) является обратной связью, на основании которой формируется уровневый сигнал управления ( $P_y = 0-3$  МПа) на гидроцилиндр наклонного блока (рис. 3), изменяя его положение  $z$  (рис. 7, з), а соответственно и частоту вращения гидродвигателя подачи ГМ1 (рис. 7, а).



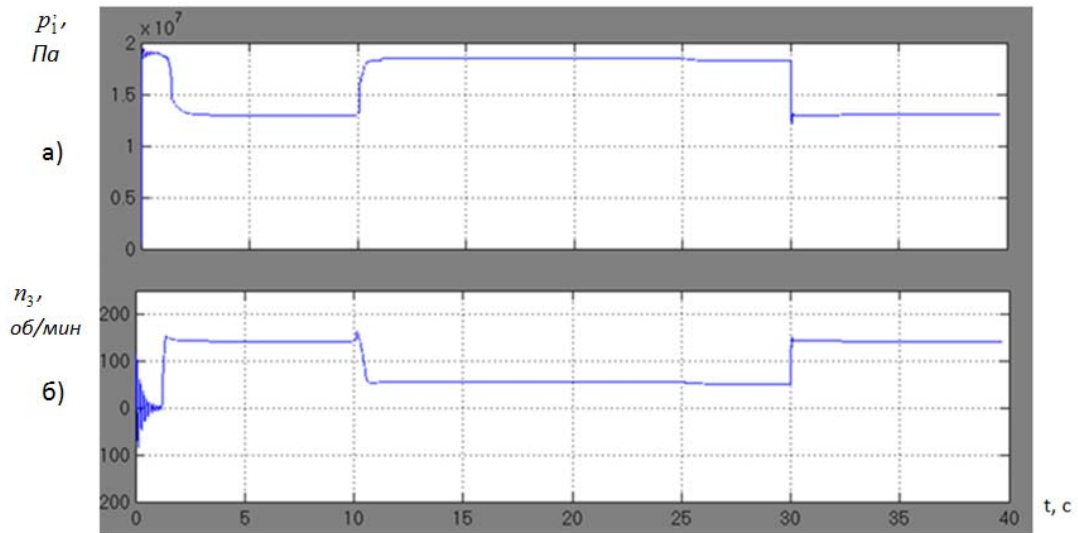


Рис. 6. Результаты вычислительного эксперимента для контура с гидромотором ГМ2 вращения инструмента:  
 а – давления в напорной гидролинии  $p_1$  от времени  $t$ ; б – частоты вращения  $n_3$  от времени  $t$

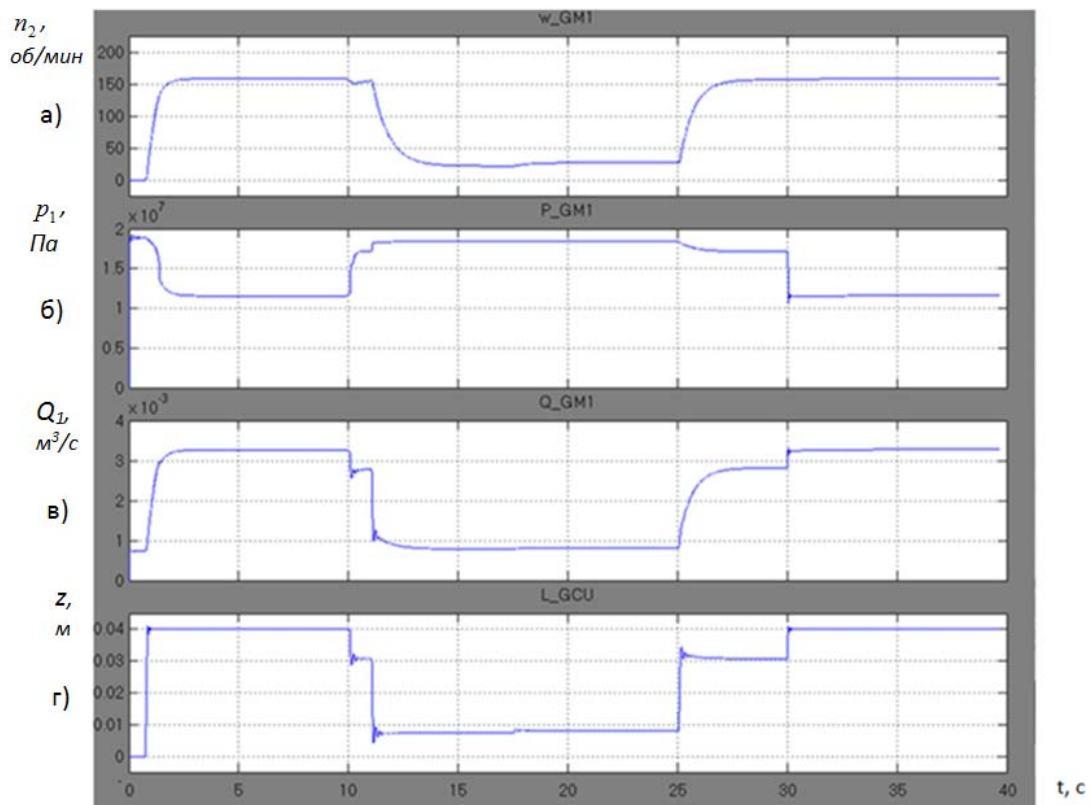


Рис. 7. Результаты вычислительного эксперимента для контура с гидромотором ГМ1 подачи инструмента:  
 а – частоты вращения  $n(t)$ ; б – давления в напорной гидролинии  $p_1(t)$ ;  
 в – расход гидромотора  $Q_1(t)$ ; г – перемещения гидроцилиндра управления  $z(t)$

Созданная математическая модель двухмассовой системы адаптивного гидропривода позволила детально исследовать рабочий цикл гидросистемы буровой установки. Результаты, представленные на рис. 6, 7, показали эффективность предлагаемого принципа адаптации привода, при котором используется дополнительный контур гидравлического управления (рис. 2), осуществляющий адаптацию частоты вращения гидродвигателя подачи ГМ1 в зависимости от нагружения гидропривода вращения инструмента.

Динамика поведения подсистемы гидропривода подачи для режимов с переменной нагрузкой  $F_n$  (рис. 5), характеризуется переходными процессами, в частности расхода  $Q_2$  гидромотора ГМ1, осциллограммы которого представлены на рис. 8.

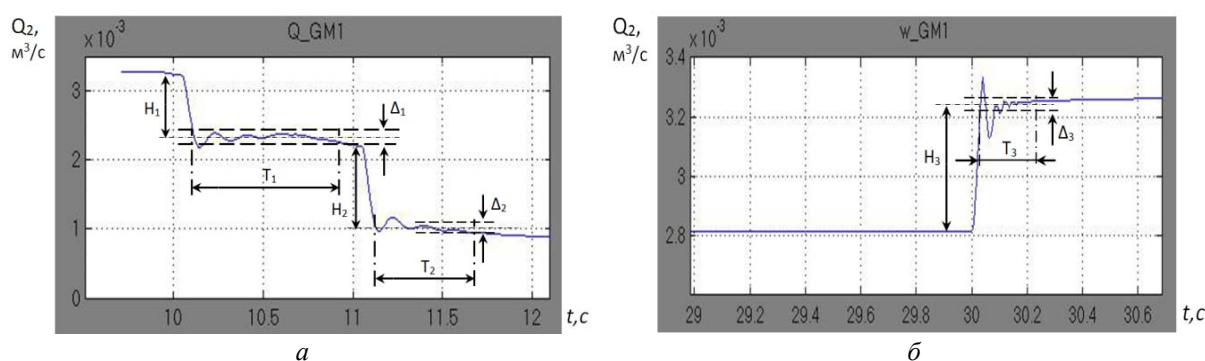


Рис. 8. Переходные процессы при изменении расхода гидромотора ГМ1 на участках: а – повышения нагрузки ( $F_n = 50-1450$  Н); б – снижения нагрузки ( $F_n = 1300-50$  Н)

Переходный процесс на рис. 8, а характеризует участок времени (9,82-12 с) при повышении нагрузки до 1450 Н. При этом расход  $Q_2$  через гидромотор ГМ1 снижается с  $3,27 \cdot 10^{-3}$  до  $0,9 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>/с (рис. 8, а), а соответственно уменьшается и частота вращения, удерживая постоянную подачу инструмента за один оборот. Переход на меньшую частоту вращения осуществляется двухступенчато, поскольку нагрузка возрастает квазирелейно до  $F_{max}$ , система реагирует с задержкой 2,85 с (рис. 7, а). Параметры переходного процесса: время  $T_1 = 0,72$  с; максимальная динамическая ошибка  $\Delta_1 = 0,4$ ; частота колебаний  $\nu_1 = 9,7$  Гц; декремент затухания переходного процесса  $d_1 = 2,25$  – показывают, что монотонно затухающие колебания выводят на устойчивый режим работы гидромотор ГМ1 и позволяют выполнить его дальнейшую адаптацию на втором участке времени (11,13-11,72 с) (рис. 8, а). Параметры переходного процесса: время  $T_2 = 0,59$  с; максимальная динамическая ошибка  $\Delta_2 = 0,93$ ; частота колебаний  $\nu_2 = 8,4$  Гц; декремент затухания переходного процесса  $d_2 = 2,26$  свидетельствуют о быстро затухающих монотонных колебаниях и возврате к установившемуся движению ГМ1 привода подачи на протяжении рабочего цикла (10-25 с) с постоянной технологической нагрузкой (рис. 7, а).

Снижение нагрузки на ГМ2 обеспечивает дальнейшее плавное увеличение частоты вращения ГМ1 на интервале времени 25-27,5 с и выход гидромотора на стабильную подачу на участке времени 27,5-30,07 с (рис. 7, а). Затем подсистема управления (гидроцилиндр УГЦ) переводит гидромотор ГМ1 в режим максимальной частоты вращения до 155 об/мин (рис. 7, а). Параметры переходного процесса: время  $T_3 = 0,21$  с; максимальная динамическая ошибка  $\Delta_3 = 0,07$ ; частота колебаний 34 Гц; декремент

затухания переходного процесса  $d_3 = 0,82$  характеризуют плавный разгон гидромотора и выход на максимальную частоту вращения при снижении нагрузки до 50 Н – холостого хода (рис. 8, б).

### Заключение

Анализ полученных данных позволяет сделать вывод, что контур гидравлического управления, использующий внутренние связи по давлению, достаточно чувствителен ( $T_1 = 0,72$  с,  $T_2 = 0,59$  с) и выполняет функцию изменения характеристик привода подачи в реальном времени, предотвращая поломку инструмента. При этом динамические характеристики удовлетворяют эксплуатационным требованиям при работе такого рода технологических машин.

### Библиографический список

1. Басарыгин Ю.М., Булатов А.И., Проселков Ю.М. Технология бурения нефтяных и газовых скважин. М.: Недра-Бизнесцентр, 2001. 679 с.
2. Сидоренко В.С., Ле Чунг Киен, Ракуленко С.В. Гидравлический датчик: патент РФ № 2538071; опубл. 10.01.2015; бюл. № 1.
3. Попов Д.Н. Механика гидро- и пневмоприводов: учеб. для вузов. М.: Московский государственный технический университет, 2001. 320 с.
4. Полешкин М.С., Сидоренко В.С. Математическое моделирование автоматизированного позиционного гидропривода целевых механизмов машин с контуром гидравлического управления повышенной эффективности // Инженерный вестник Дона. 2012. № 3 (21). С. 283-293.
5. Полешкин М.С., Сидоренко В.С. Нестационарные гидромеханические характеристики проточной части управляющих устройств клапанного типа // Вестник Донского государственного технического университета. 2012. Т. 12, № 6 (67). С. 93-102.
6. Сидоренко В.С., Ле Чунг Киен. Многофункциональное гидромеханическое устройство позиционирования целевых механизмов станочных систем повышенного быстродействия и точности // Вестник Донского государственного технического университета. 2013. Т. 13, № 5-6 (74). С. 153-159. DOI: 10.12737/1294
7. Калинин А.Г., Левицкий А.З., Мессер А.Г., Соловьев Н.В. Практическое руководство по технологии бурения скважин на жидкие и газообразные полезные ископаемые. М.: Недра-Бизнесцентр, 2001. 450 с.
8. Ракуленко С.В., Полешкин М.С., Грищенко В.И., Сидоренко В.С. Моделирование гидравлической системы с зависимой подачей инструмента мобильной буровой установки // Сборник научных трудов IX Международной научно-технической конференции «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития – 2016». СПб.: Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, 2016. С. 365-375.

## DYNAMICS OF THE HYDROMECHANICAL SYSTEM OF A PRODUCTION MACHINE WITH AN ADAPTIVE TOOL-FEEDING DRIVE

© 2017

**V. S. Sidorenko** Doctor of Science (Engineering), Professor, Professor of the Department of Hydraulics, Hydraulic and Pneumatic Control Systems and Thermal Processes; Don State Technical University, Rostov-on-Don, Russian Federation; [v.sidorenko1942@gmail.com](mailto:v.sidorenko1942@gmail.com)

**M. S. Poleshkin** Candidate of Science (Engineering), Assistant Professor of the Department of Hydraulics, Hydraulic and Pneumatic Control Systems and Thermal Processes; Don State Technical University, Rostov-on-Don, Russian Federation; [poleshkin.maks@gmail.com](mailto:poleshkin.maks@gmail.com)

**S. V. Rakulenko** Senior Lecturer of the Department of Hydraulics, Hydraulic and Pneumatic Control Systems and Thermal Processes; Don State Technical University, Rostov-on-Don, Russian Federation; [rakulenko84@mail.ru](mailto:rakulenko84@mail.ru)

The article investigates a hydro-mechanical system of regular feed and principal movement of a production machine (as illustrated by a mobile drilling rig). We study the behavior of a dynamic hydro-mechanical system under varying external processes of well drilling. The task of maintaining the optimal drilling process is solved by using an original design (multivariate sensor, additional hydraulic lines linking the principal movement and the tool-feeding movement). Travel time characteristics and dynamic behavior of the regular feed are provided with one power plant. A dual-mass mathematical model of a dynamic multi-mass hydro-mechanical system (MHS) is proposed in Matlab Simulink software environment. The model contains an analytical description of mechanical, hydraulic and control subsystems and is implemented by subsequent complications of the basic model starting from a single-mass linear model to a nonlinear dual-mass one with active submodels of all subsystems. The application of the model makes it possible to study the duty cycle of a multi-branch MHS, while maintaining the consistency of the results of solutions that are getting increasingly complicated.

*Adaptive hydraulic supply; hydraulic control loop; multivariate sensor; volumetric control; mathematical modeling; Matlab Simulink; numerical experiment.*

---

**Citation:** Sidorenko V.S., Poleshkin M.S., Rakulenko S.V. Dynamics of the hydromechanical system of a production machine with an adaptive tool-feeding drive. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2017. V. 16, no. 1. P. 162-175. DOI: 10.18287/2541-7533-2017-16-1-162-175

### References

1. Basarygin Yu.M., Bulatov A.I., Proselkov Yu.M. *Tekhnologiya bureniya neftyanykh i gazovykh skvazhin* [Technology of drilling oil and gas wells]. Moscow: Nedra-Biznestsentr Publ., 2001. 679 p.
2. Sidorenko V.S., Le Chung Kien, Rakulenko S.V. *Gidravlicheskiy datchik* [Hydraulic sensor assembly]. Patent RF, no. 2538071, 2015. (Publ. 10.01.2015, bull. no. 1).
3. Popov D.N. *Mekhanika gidro- i pnevmoprivodov: uchebnyk dlya vuzov* [Mechanics of hydraulic and pneumatic drives: college textbook]. Moscow: Bauman Moscow State Technical University Publ., 2001. 320 p.
4. Poleshkin M.S., Sidorenko V.S. Mathematical modeling of an automatic positional hydraulic drive of machines with an improved-efficiency hydraulic control loop. *Engineering Journal of Don*. 2012. No. 3. P. 283-293. (In Russ.)
5. Poleshkin M.S., Sidorenko V.S. Unsteady hydromechanical specifications of valve flow operator. *Vestnik of Don State Technical University*. 2012. V. 12, no. 6 (67). P. 93-102. (In Russ.)
6. Sidorenko V.S., Le Trung Kien Simulation of linear position hydraulic drive for machine power drill feed. *Vestnik of Don State Technical University*. 2013. V. 13, no. 5-6 (74). P. 153-159. (In Russ.). DOI: 10.12737/1294

7. Kalinin A.G., Levitskiy A.Z., Messer A.G., Solov'ev N.V. *Prakticheskoe rukovodstvo po tekhnologii bureniya skvazhin na zhidkie i gazoobraznye poleznye iskopaemye* [Code of Practice on the technology of drilling wells for liquid and gaseous resources]. Moscow: Nedra-Biznescentr Publ., 2001. 450 p.

8. Rakulenko S.V., Poleshkin M.S., Grishchenko V.I., Sidorenko V.S. Modelirovanie gidravlicheskoj sistemy s zavisimoy podachey instrumenta mobil'noy burovoy ustanovki [Modeling of a hydraulic dependent tool-feed system of a mobile drilling rig] *Collection of research papers of the IX International Science and Research Conference "Hydraulic machines, hydraulic drives, hydraulic and pneumatic control systems. State of art and prospects of development – 2016"*. Saint Petersburg: Peter the Great Saint-Petersburg Polytechnic University Publ., 2016. P. 365-375. (In Russ.)

## ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ГЛУБИНЫ ТРЕЩИНЫ НА КОЭФФИЦИЕНТ ИНТЕНСИВНОСТИ НАПРЯЖЕНИЙ В НАДРЕЗАННЫХ И ГЛАДКИХ ПЛАСТИНАХ

© 2017

**Н. А. Сургутанов** аспирант кафедры сопротивления материалов;  
Самарский национальный исследовательский университет  
имени академика С.П. Королёва;  
[pro4nist@yandex.ru](mailto:pro4nist@yandex.ru)

Изучено изменение коэффициента интенсивности напряжений (КИН) в пластинах при различных размерах поперечного сечения с концентраторами и без них и изменение максимального значения КИН от размера наименьшего сечения пластины с концентратором напряжений. При помощи программной системы конечно-элементного анализа ANSYS проведён расчёт КИН для гладких образцов и для образцов с концентратором напряжений в виде полукруглого надреза. Решается статическая упругая задача, напряжённое состояние принимается плоским. Материал пластины считается изотропным. Для пластин рассматриваемых размеров с концентратором на начальном участке увеличения размера трещины наблюдается максимум коэффициента интенсивности напряжений. При исследовании пластин без концентратора на всём участке увеличения размера трещины происходит плавное изменение КИН. Установлено, что при максимальном значении коэффициента интенсивности напряжений размер трещины составляет величину, равную 0,02 от наименьшего размера пластины. Проведённое исследование подтверждает обоснованность использования критерия среднеинтегральных остаточных напряжений для расчёта приращения предела выносливости поверхностно упрочнённых образцов и деталей с концентраторами за счёт сжимающих остаточных напряжений.

*Пластина; концентратор напряжений; образец прямоугольного сечения; коэффициент интенсивности напряжений; среднеинтегральные остаточные напряжения.*

---

*Цитирование:* Сургутанов Н.А. Исследование влияния глубины трещины на коэффициент интенсивности напряжений в надрезанных и гладких пластинах // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2017. Т. 16, № 1. С. 176-185. DOI: 10.18287/2541-7533-2017-16-1-176-185

### Введение

При проектировании современных элементов инженерных конструкций, узлов и деталей машин большое внимание уделяется их конструкционной прочности. Под действием внешних нагрузок в процессе эксплуатации в деталях накапливаются дефекты, которые при дальнейшем нагружении приводят к образованию трещин и последующему нарушению их работоспособности. Необходимо анализировать рост трещины и не допускать достижения ею критического размера, при котором возможно разрушение конструкции. Для определения критической глубины и скорости роста трещины используется такая характеристика повреждённой нагруженной конструкции как коэффициент интенсивности напряжений (КИН) [1]. Коэффициенты интенсивности напряжений служат мерой сингулярности напряжений около вершины трещины, то есть области предразрушения, и играют для этой области такую же роль, как коэффициенты концентрации напряжений в сопротивлении материалов для макрообъёмов тела. Когда напряжения и деформации у вершины трещины достигают критических значений, происходит развитие трещины.

### Критическая глубина $t_{кр}$ нераспространяющейся трещины усталости

В работах [2 – 7] рассматривалось влияние остаточных напряжений, вызванных различными методами поверхностного упрочнения, совместное и раздельное влияние остаточных напряжений и наклёпа, а также коротких зон упрочнения на предел выносливости деталей и образцов с концентраторами напряжений. С целью определения критической глубины  $t_{кр}$  нераспространяющейся трещины усталости все образцы, выстоявшие базу испытаний, были доведены до разрушения при статическом растяжении или при переменных напряжениях, существенно бóльших предела выносливости. Таким образом было установлено, что во всех упрочнённых образцах с различными видами концентраторов напряжений трещина, достигая определённой глубины  $t_{кр}$ , названной критической, становится нераспространяющейся. В данном исследовании были изучены закономерности изменения коэффициента интенсивности напряжений  $K_I$  (индекс I обозначает тип разрушения – отрыв) с увеличением глубины трещины в пластинах различных размеров поперечного сечения при наличии концентраторов напряжений и без них [8;9].

#### Определение коэффициента интенсивности напряжений в деталях с надрезом полукруглого профиля и гладких деталях

В среде программного продукта ANSYS был проведён расчёт коэффициента интенсивности напряжений  $K_I$  для плоских гладких образцов и для образцов с концентратором напряжений в виде надреза полукруглого профиля радиуса  $R = 0,5$  мм. Решалась статическая упругая задача, напряжённое состояние принималось плоским. Материал пластины принимался изотропным со следующими механическими характеристиками: модуль продольной упругости  $E = 2 \cdot 10^5$  МПа, коэффициент поперечной деформации  $\mu = 0,33$ . При решении задачи для уменьшения вычислительных затрат моделировалась не вся пластина, а лишь её четверть (рис. 1).

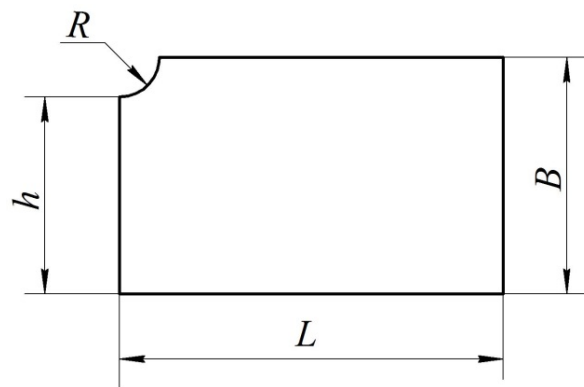


Рис. 1. Пластина с концентратором

Исследовались плоские образцы прямоугольного поперечного сечения длиной  $L$ , высотой  $B$  и высотой  $h$  в наименьшем сечении. Геометрические параметры исследуемых образцов пластины приведены в табл. 1.

Таблица 1. Геометрические параметры образцов

Образец, №	1	2	3	4
Длина $L$ , мм	60			
Высота $B$ , мм	20	30	40	50
Радиус надреза $R$ , мм	0,5			
Высота $h$ , мм	19	29	39	49

Геометрический образ конечно-элементной модели пластины с полукруглым надрезом разбивался сеткой плоских 8-узловых конечных элементов типа *Solid Quad 8 node 183*. На рис. 2 приведена модель пластины с сеткой конечных элементов.

При определении коэффициента интенсивности напряжений методом конечных элементов особое внимание следует уделять области вокруг кромки трещины (её вершины). В линейной механике разрушения показано, что перемещения около вершины трещины (или фронта трещины в трёхмерных задачах) разнятся как  $\sqrt{r}$ , где  $r$  – расстояние от вершины трещины. Для соблюдения совместности деформаций плоскости трещины должны пересекаться. Элемент вокруг вершины трещины должен быть треугольным с узлами в серединах сторон. Такие элементы называются сингулярными. При решении поставленной задачи в МКЭ-пакете ANSYS предусмотрена возможность автоматической генерации сингулярных элементов вокруг определённой точки концентрации. Круговая область в окрестности вершины трещины показана на рис. 3.

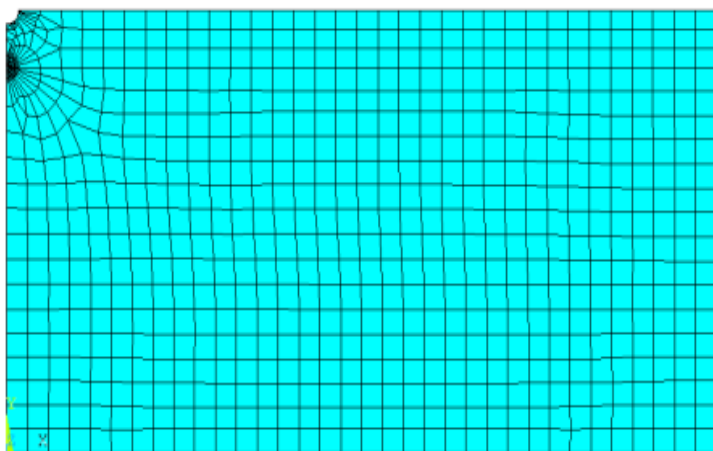


Рис. 2. Конечно-элементная модель пластины с надрезом

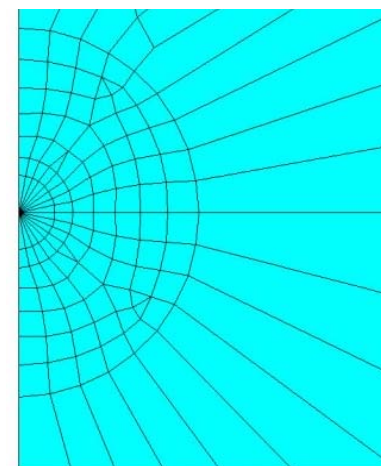


Рис. 3. Сетка конечных элементов в окрестности вершины трещины

Граничные условия назначались исходя из симметрии модели. На правом торце задавалась внешняя нагрузка в виде растягивающих напряжений  $\sigma = 300$  МПа. Данные по исследованию изменения коэффициентов интенсивности напряжений  $K_I$  при увеличении глубины трещины  $t$  для образцов различных размеров поперечного сечения с надрезом  $R = 0,5$  мм и без надреза сведены в табл. 2



Таблица 2. Изменение  $K_I$  при увеличении глубины трещины  $t$

Ширина образца $B$ , мм	Ширина образца $h$ , мм	Глубина трещины $t$ , мм	Радиус надреза $R$ , мм	Коэффициент интенсивности напряжений $K_I$ , $H / \text{мм}^{\frac{3}{2}}$
20	19	0,1	0,5	22,91
		0,2		29,85
		0,4		26,14
		0,6		25,36
		0,8		25,04
		1		24,99
20	0	0,1	0	10,26
		0,2		12,07
		0,4		17,38
		0,6		21,89
		0,8		29,24
		1		40,04
40	39	0,1	0,5	12,53
		0,2		14,09
		0,4		14,98
		0,6		17,76
		0,8		25,03
		1		23,92
40	0	0,1	0	14,97
		0,2		15,16
		0,4		21,38
		0,6		26,72
		0,8		35,58
		1		52,45
50	49	0,1	0,5	7,82
		0,2		8,54
		0,4		9,87
		0,6		13,92
		0,8		15,07
		1		21,59
50	0	0,1	0	22,11
		0,2		23,46
		0,4		25,08
		0,6		31,34
		0,8		56,79
		1		79,67

По результатам, представленным в табл. 2, построены графики (рис. 4, 5).

Для проверки правильности решения проведено сравнение результатов, полученных при помощи МКЭ-пакета ANSYS, с аналитическим решением для случая плоского образца с двумя симметричными краевыми трещинами (рис. 6).

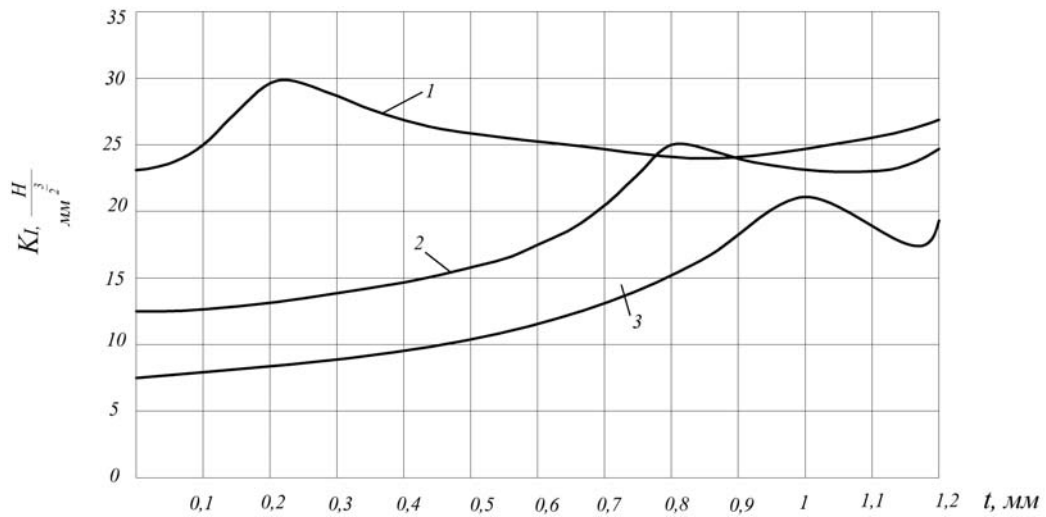


Рис. 4. Изменение коэффициента интенсивности напряжений  $K_I$  при увеличении глубины трещины в пластинах с надрезом радиуса  $R = 0,5$  мм: 1 –  $B = 20$  мм; 2 –  $B = 40$  мм; 3 –  $B = 50$  мм

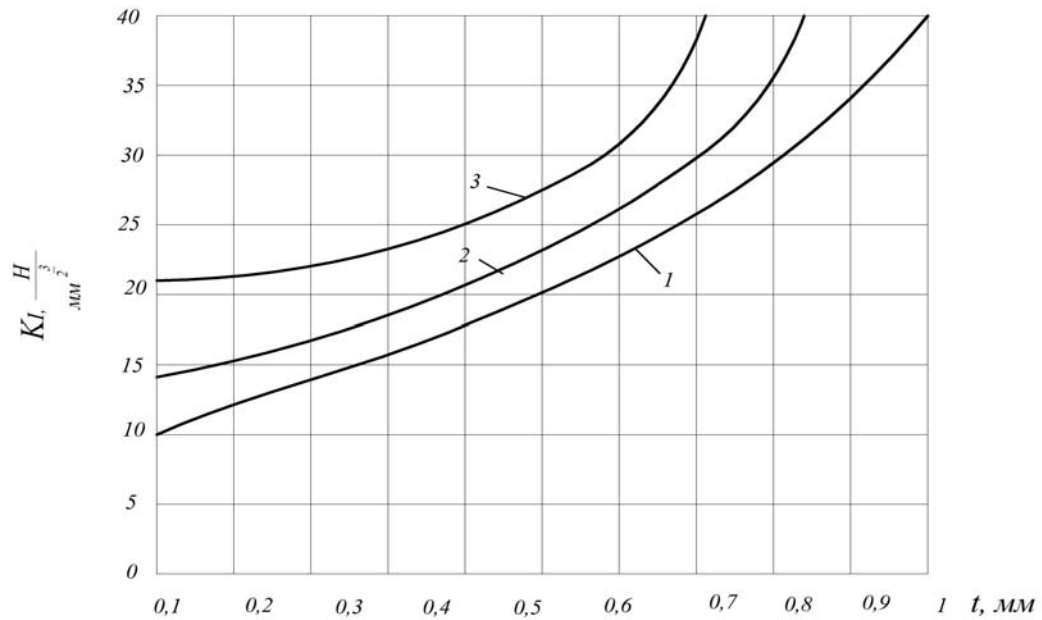


Рис. 5. Изменение коэффициента интенсивности напряжений  $K_I$  при увеличении глубины трещины в гладких пластинах: 1 –  $B = 20$  мм; 2 –  $B = 40$  мм; 3 –  $B = 50$  мм

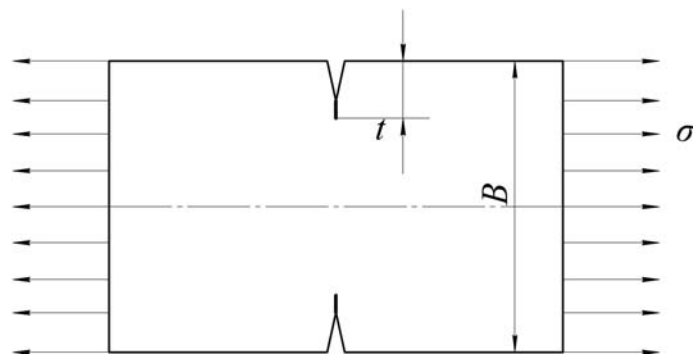


Рис. 6. Плоский образец без концентратора напряжений

С применением метода объёмных сил коэффициент интенсивности напряжений находится следующим образом [3]:

$$K_I = \sigma \sqrt{\pi a} F_I(\alpha), \tag{1}$$

где  $F_I(\alpha) = 1,122 - 0,154\alpha + 0,807\alpha^2 - 1,894\alpha^3 + 2,494\alpha^4$ ,  $\alpha = \frac{2t}{B}$ .

Формула (1) позволяет вычислить коэффициент интенсивности напряжений в образцах с трещиной, глубина  $t$  которой превышает значение 1,2 мм. На рис. 4, 5 показана зависимость  $K_I$  от глубины трещины  $t$  в докритической зоне её развития. Поэтому для сравнения численного и аналитического решений для гладкого образца с высотой  $B = 20$  мм было проведено дополнительное исследование в среде программного продукта ANSYS и найдена зависимость  $K_I$  от глубины трещины в интервале от 1,2 до 2 мм. Данные сравнения аналитического и численного решений представлены в табл. 3.

Таблица 3. Определение  $K_I$  аналитическим и численным методами

Глубина трещины $t$ , мм	$K_I$ по формуле (1), Н/мм <sup>3/2</sup>	$K_I$ по методу конечных элементов, Н/мм <sup>3/2</sup>
1,0	39,20	40,12
1,2	187,16	181,25
1,4	264,51	259,21
1,6	325,46	319,95
1,8	438,37	431,18
2,0	508,36	501,73

Графики зависимости  $K_I$  от глубины трещины  $t$ , построенные по результатам табл. 3, представлены на рис. 7 (расхождение решений не превышает 1,3 %).

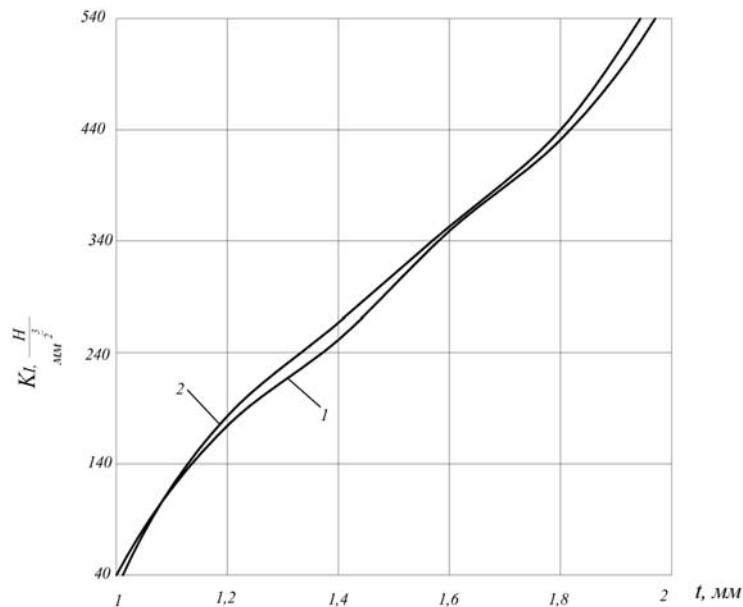


Рис. 7. Изменение коэффициента интенсивности напряжений  $K_I$  при увеличении глубины трещины в гладких пластинах:  
 1 – решение методом конечных элементов; 2 – решение методом объёмных сил

### Обсуждение результатов

Анализируя результаты расчётов, представленных на рис. 4, 5, отметим следующее:

– для пластин рассматриваемых размеров с концентратором напряжений (надрез полукруглого профиля радиуса  $R = 0,5$  мм) на начальном участке увеличения глубины трещины наблюдается максимум коэффициента интенсивности напряжений;

– для пластин рассматриваемых размеров без концентратора напряжений на всём участке увеличения глубины трещины происходит плавное изменение коэффициента интенсивности напряжений.

На основании проведённых исследований установлено, что коэффициент интенсивности напряжений  $K_I$  достигает максимального значения при глубине трещины, равной  $0,02h$ , где  $h$  – высота пластины с концентратором напряжений в наименьшем сечении (табл. 1 и рис. 1). Этот результат достаточно точно согласуется с размером критической глубины  $t_{кр}$  нераспространяющейся трещины усталости для сплошных цилиндрических образцов и деталей с концентраторами напряжений, определяемой как  $t_{кр} = 0.0216D$ , где  $D$  – диаметр наименьшего опасного сечения. Данное соотношение получено в [3 – 6] по результатам многочисленных экспериментов.

В работах [4 – 7] показано, что, зная величину  $t_{кр}$ , можно оценить влияние поверхностного упрочнения на предел выносливости образцов и деталей с концентраторами напряжений по критерию среднеинтегральных остаточных напряжений  $\bar{\sigma}_{ост}$ :

$$\bar{\sigma}_{ост} = \frac{2}{\pi} \int_0^1 \frac{\sigma_z(\xi)}{\sqrt{1-\xi^2}} d\xi, \quad (2)$$

где  $\sigma_z(\xi)$  – осевые остаточные напряжения в опасном сечении образца (детали) по толщине поверхностного слоя  $a$ ;  $\xi = a/t_{кр}$  – расстояние от дна концентратора до текущего слоя, выраженное в долях  $t_{кр}$ .

Приращение предела выносливости упрочнённых образцов (деталей)  $\Delta\sigma_{-1}$  с использованием критерия  $\bar{\sigma}_{ост}$  определяется по зависимости:

$$\Delta\sigma_{-1} = \bar{\psi}_\sigma |\bar{\sigma}_{ост}|, \quad (3)$$

где  $\bar{\psi}_\sigma$  – коэффициент влияния поверхностного упрочнения на предел выносливости по разрушению.

Коэффициент  $\bar{\psi}_\sigma$  зависит от степени концентрации напряжений и в случае симметричного цикла определяется по формуле, полученной в [9] на основании обработки большого числа экспериментальных данных:

$$\bar{\psi}_\sigma = 0,612 - 0,081\alpha_\sigma,$$

где  $\alpha_\sigma$  – теоретический коэффициент концентрации напряжений.

Теоретический коэффициент концентрации напряжений  $\alpha_\sigma$  при изгибе определяется по справочникам или расчётным способом на конечно-элементных моделях образцов (деталей) с концентраторами напряжений.

## Выводы

Расчётным методом установлено, что в пластинах прямоугольного поперечного сечения с концентратором напряжений в виде надреза полукруглого профиля максимальное значение коэффициента интенсивности напряжений  $K_I$  достигается при глубине трещины, равной примерно 0,02 от наименьшего размера пластины.

В пластинах прямоугольного поперечного сечения без концентратора коэффициент интенсивности напряжений  $K_I$  по всей глубине трещины возрастает монотонно, т.е. происходит плавное изменение коэффициента.

Полученная расчётным методом глубина трещины, при которой достигается максимальное значение коэффициента интенсивности напряжений, практически совпадает с критической глубиной нераспространяющейся трещины усталости, установленной экспериментально на образцах и деталях различных размеров поперечного сечения с различными концентраторами напряжений.

Проведённое исследование зависимости коэффициента интенсивности напряжений от глубины трещины в опасном сечении детали подтверждает обоснованность использования критерия среднеинтегральных остаточных напряжений  $\bar{\sigma}_{ост}$  (2) для расчёта приращения предела выносливости  $\Delta\sigma_{-1}$  (3) поверхностно упрочнённых образцов и деталей с концентраторами за счёт сжимающих остаточных напряжений.

## Заключение

С использованием программной системы конечно-элементного анализа ANSYS проведён расчёт КИН для гладких образцов и для образцов с концентратором напряжений в виде полукруглого надреза, по результатам которого установлено, что при максимальном значении коэффициента интенсивности напряжений размер трещины составляет величину, равную 0,02 от наименьшего размера пластины. Подтверждена обоснованность использования критерия среднеинтегральных остаточных напряжений для расчёта приращения предела выносливости поверхностно упрочнённых образцов и деталей с концентраторами за счёт сжимающих остаточных напряжений.

## Библиографический список

1. Трощенко В.Т., Покровский В.В., Прокопенко А.В. Трещиностойкость металлов при циклическом нагружении. Киев: Наукова Думка, 1987. 256 с.
2. Кудрявцев П.И. Нераспространяющиеся усталостные трещины. М.: Машиностроение, 1982. 174 с.
3. Мураками Ю. Справочник по коэффициентам интенсивности напряжений. Т. 1. М.: Мир, 1990. 448 с.
4. Павлов В.Ф. Влияние на предел выносливости величины и распределения остаточных напряжений в поверхностном слое детали с концентратором. Сообщение I. Сплошные детали // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 1988. № 8. С. 22-26.
5. Павлов В.Ф. Влияние на предел выносливости величины и распределения остаточных напряжений в поверхностном слое детали с концентратором. Сообщение II. Полые детали // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 1988. № 12. С. 37-40.
6. Павлов В.Ф., Кирпичёв В.А., Вакулук В.С. Прогнозирование сопротивления усталости поверхностно упрочнённых деталей по остаточным напряжениям. Самара: Самарский научный центр РАН, 2012. 125 с.

7. Иванов С.И., Павлов В.Ф., Минин Б.В., Кирпичёв В.А., Кочеров Е.П., Головкин В.В. Остаточные напряжения и сопротивление усталости высокопрочных резьбовых деталей. Самара: Самарский научный центр РАН, 2015. 171 с.

8. Кудрявцев П.И., Морозова Т.И. Развитие усталостных трещин в сталях в связи с поверхностным наклёпом // В сб.: «Исследования по упрочнению деталей машин». М.: Машиностроение, 1972. С. 194-200.

9. Кирпичёв В.А., Букатый А.С., Филатов А.П., Чирков А.В. Прогнозирование предела выносливости деталей при различной степени концентрации напряжений // Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета. 2011. Т. 15, № 4 (44). С. 81-85.

## INFLUENCE OF CRACK DEPTH ON THE STRESS INTENSITY COEFFICIENT IN NOTCHED AND SMOOTH PLATES

© 2017

**N. A. Surgutanov** Postgraduate Student of the Department of Strength of Materials;  
Samara National Research University, Samara, Russian Federation;  
[surgutanov.nick@yandex.ru](mailto:surgutanov.nick@yandex.ru)

The paper presents an analysis of variations in the stress intensity coefficient (SIC) in plates with different sizes of the cross-section, with and without concentrators. We also analyze the dependence of the SIC maximal value on the size of the smallest section of a plate with stress concentrator. SIC of smooth specimens and specimens with stress concentrator in the form of a semicircular notch are calculated using the ANSYS finite- element analysis program system. The static elastic problem is solved, with the strained state taken to be biaxial. The material of the plate is considered to be isotropic. The plates under consideration with a concentrator in the initial area of the crack size increase show maximum stress intensity coefficient. In plates without concentrator the SIC changes smoothly over the whole area of the crack size increase. It is established that the crack size is equal to 0.02 of the plate smallest size at the maximal value of the stress intensity coefficient. The study conducted confirms the feasibility of using the criterion of average integral residual stresses to calculate the increase of the endurance limit of surface- hardened specimens and parts with concentrators due to compressive residual stresses.

*Plate; stress concentrator; specimen of rectangular section; stress intensity coefficient; average integral residual stresses.*

---

*Citation:* Surgutanov N.A. Influence of crack depth on the stress intensity coefficient in notched and smooth plates. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2017. V. 16, no. 1. P. 176-185. DOI: 10.18287/2541-7533-2017-16-1-176-185

## References

1. Troshchenko V.T., Pokrovskiy V.V., Prokopenko A.V. *Treshchinostoykost' metallov pri tsiklicheskom nagruzhении* [Crack resistance of metals under cyclic loading]. Kiev: Naukova Dumka Publ., 1987. 256 p.
2. Kudryavtsev P.I. *Nerasprostranyayushchiesya ustalostnye treshchiny* [Non-propagating fatigue cracks]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1982. 174 p.
3. Murakami Yu. *Spravochnik po koeffitsientam intensivnosti napryazheniy. V. 1* [Reference book on stress intensity factors. V. 1]. Moscow: Mir Publ., 1990. 448 p.
4. Pavlov V.F. The influence of a value and a distribution of residual stresses in the surface layer of a part with a concentrator on the endurance limit. Report I. Solid parts. *Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*. 1988. No. 8. P. 22-26. (In Russ.)

5. Pavlov V.F. The influence of a value and a distribution of residual stresses in the surface layer of a part with a concentrator on the endurance limit. Report II. Hollow parts. *Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*. 1988. No. 12. P. 37-40. (In Russ.)
6. Pavlov V.F., Kirpichev V.A., Vakulyuk V.S. *Prognozirovanie soprotivleniya ustalosti poverkhnostno uprochnennykh detaley po ostatochnym napryazheniyam* [Prediction of fatigue strength of surface hardened components by residual stresses]. Samara: Samarskiy Nauchnyy Tsentr RAN Publ., 2012. 125 p.
7. Ivanov S.I., Pavlov V.F., Minin B.V., Kirpichev V.A., Kocherov E.P., Golovkin V.V. *Ostatochnye napryazheniya i soprotivlenie ustalosti vysokoprochnykh rez'bovykh detaley* [Residual stresses and fatigue resistance of high-strength threaded parts]. Samara: Samarskiy Nauchnyy Tsentr RAN Publ., 2015. 171 p.
8. Kudryavtsev P.I., Morozova T.I. Razvitie ustalostnykh treshchin v stalyakh v svyazi s poverkhnostnym naklepom. *V sbornike: «Issledovaniya po uprochneniyu detaley mashin»*. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1972. P. 194-200. (In Russ.)
9. Kirpichev V.A., Bukatyi A.S., Filatov A.P., Chirkov A.V. Prediction of the endurance limit of superficially strengthened details at various degree of stress concentration. *Vestnik UGATU*. 2011. V. 15, no. 4 (44). P. 81-85. (In Russ.)

## **Правила оформления статей**

1. **Статья представляется** в одном экземпляре, распечатанном на лазерном принтере с одной стороны листа формата А4 в режиме качественной печати, а также в электронном виде на адрес редакции [vest@ssau.ru](mailto:vest@ssau.ru) или через систему отправки статей на сайте журнала. Печатный экземпляр должен быть подписан всеми авторами и вместе с комплектом документов (см. п. 7) отправлен на адрес редакции журнала: **443086, г. Самара, Московское шоссе, 34, ответственному секретарю журнала «Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение» Прохорову А. Г.**

2. **Текст статьи** представляется в формате Microsoft Word, подготовленный по следующим требованиям:

- объём статьи – до 10 страниц формата А4;
- поля текста – по 2,5 см с каждой стороны;
- шрифты – Times New Roman, Symbol, 12 пт;
- междустрочный интервал – одинарный;
- отступ первой строки абзаца – 1 см;
- выравнивание – по ширине страницы;
- страницы должны быть пронумерованы.

Имя файла определяется по фамилии первого автора: **Иванов.doc**. ( **.docx**)

**Замена буквы «ё» на букву «е» в тексте недопустима.**

3. Допускается наличие рисунков, формул и таблиц по тексту.

3.1. **Рисунки** размещаются как в самом тексте статьи, так и в отдельных файлах. Рисунки должны быть представлены в форматах JPEG, GIF, TIFF, PNG. Подпись к рисунку начинается со слова «Рис.» и номера по порядку; располагается под рисунком, выравнивание – по центру, курсив, кегль – 10 пт. Для ссылки на рисунок по тексту статьи следует использовать сокращение, например, рис. 1.

3.2. Для набора **математических выражений и формул** следует использовать Microsoft Equation 3.0 (и выше) или MathType по следующим требованиям:

- буквы латинского алфавита – Times New Roman; курсив, кегль 12 пт;
- буквы греческого алфавита – Symbol; курсив, кегль 12 пт;

Все специальные символы в тексте статьи должны выполняться в математическом редакторе. **Не допускается применение в тексте вставных символов Microsoft Word при наборе математических выражений и формул.**

Формулы следует печатать с новой строки; нумерация формул осуществляется в порядке следования по тексту статьи. Нумеровать следует только формулы, на которые в тексте делаются ссылки. Номер формулы и ссылка на неё в тексте обозначается числом в круглых скобках: (1), (2), (3). Допускается разбивка длинных формул на строки.

3.3. Заголовок **таблицы** начинается со слова «Таблица» и номера по порядку; располагается над таблицей, выравнивание – по левому краю, кегль – 10 пт. Для ссылки на таблицу по тексту статьи следует использовать сокращение, например, табл. 1.

**Обязательно наличие подрисуночных подписей и подписей к таблицам.**

4. **Аннотация к статье** (на русском и английском языках) должна быть информативной (не содержать общих слов), содержательной (отражать основное содержание статьи и результаты исследований), структурированной (следовать логике описания результатов в статье). Авторское резюме должно описывать основные цели исследования; объяснить методику проведения исследования (без методологических деталей);



суммировать наиболее важные результаты и их важность. Рекомендуемый объём аннотации – 150-250 слов. Аннотация не должна содержать ссылок на литературу и аббревиатуры (если возможно). Аннотация на английском языке должна содержать англоязычную специальную терминологию по тематике публикации.

При подготовке аннотации авторам предлагается ознакомиться с разделом 3.3 «Авторское резюме и ключевые слова на английском языке» в публикации:

*Кириллова О.В. Редакционная подготовка научных журналов по международным стандартам. М., 2013. 90 с. ([http://shkola.neicon.ru/images/documents/1\\_1kirillovaredprep\\_2013.pdf](http://shkola.neicon.ru/images/documents/1_1kirillovaredprep_2013.pdf))*

**5. Библиографический список** приводится на русском и английском языках отдельными списками. Литературные источники располагаются в порядке их использования по тексту статьи в виде нумерованного списка. Ссылки на литературные источники в тексте приводятся в квадратных скобках и отделяются запятыми или тире, например, [1-3], [1,2,5]. В библиографическом описании каждого источника должны быть представлены **все авторы**.

5.1. Библиографический список на английском языке (References) должен полностью повторять структуру русскоязычного списка. Рекомендуемая схема описания русскоязычных публикаций на английском языке:

- авторы (транслитерация);
- перевод заглавия статьи на английский язык (для русскоязычных книг и монографий название приводится в транслитерации, далее перевод на английский язык в квадратных скобках);
- название русскоязычного источника (транслитерация или английский вариант, если таковой имеется);
- перевод названия источника на английский язык в квадратных скобках (для журналов можно не делать);
- выходные данные с обозначениями на английском языке (том – V., № – no., С. – P.);
- указание на язык статьи (In Russ.) после описания статьи.

В журнале выбран стандарт транслитерации BGN (The United States Board on Geographic Names), для корректной транслитерации информации авторам рекомендуется воспользоваться ресурсом <http://ru.translit.net/?account=bgn>.

5.2. Если русскоязычная публикация имеет переводной вариант (на английском языке), то в английской части библиографии приводятся переводные данные публикации.

5.3. Если источник в Библиографическом списке (References) имеет DOI, он приводится в конце соответствующей ссылки.

5.4. Включение в Библиографический список неопубликованных материалов не допускается.

5.5. Рекомендуется проверять правильность представляемых источников (название публикации, авторы, выходные данные и т.д.) на сайтах журналов (издательств), баз цитирования (РИНЦ, Scopus, Web of Science и др.); приводить только существующие источники. **Не допускается приводить ссылки и осуществлять заимствование из непроверенных источников.**

Авторам предлагается ознакомиться с разделом 3.4 «Списки литературы в латинице – References» в публикации:

*Кириллова О.В. Редакционная подготовка научных журналов по международным стандартам. М., 2013. 90 с. ([http://shkola.neicon.ru/images/documents/1\\_1kirillovaredprep\\_2013.pdf](http://shkola.neicon.ru/images/documents/1_1kirillovaredprep_2013.pdf))*

6. В каждой статье должны быть указаны следующие **данные на русском и английском языках** (по структуре оформления рукописи):

- УДК;
- название статьи (12 пт, все буквы прописные жирное начертание);
- инициалы, фамилия автора(ов) (12 пт);
- название организации (без сокращения типа ФГБОУ ВПО), город, страна;
- аннотация (10 пт);
- ключевые слова (каждое ключевое слово или словосочетание отделяется от другого точкой с запятой) (10 пт, курсив);
- текст статьи (12 пт) (допускается разбиение текста на разделы: Введение, ..., Заключение);
- библиографический список (References) (заголовок 12 пт, жирное начертание);
- информация об авторах: учёная степень, учёное звание, должность (с указанием подразделения), организация; электронная почта (e-mail).

Англоязычный блок, содержащий название статьи, ФИО авторов, наименование организации, аннотацию, ключевые слова, References, информацию об авторах, приводится отдельным разделом после информации об авторах на русском языке.

7. К тексту статьи прилагается **комплект сопроводительных документов**:

- направление организации (если авторы не являются сотрудниками Самарского университета) на фирменном бланке, подписанное её руководителем или заместителем по научной работе, заверенное печатью;
- акт экспертизы о возможности опубликования в открытой печати;
- отзыв специалиста по научному направлению статьи (не являющегося сотрудником подразделения, где работают авторы);
- контактная информация (не публикуется в журнале): фамилия, имя, отчество (полностью) на каждого автора; e-mail для переписки; телефон; почтовый адрес для отправки авторского экземпляра журнала.

8. Статьи, не отвечающие перечисленным требованиям, к рассмотрению не принимаются. Рукописи и сопроводительные документы не возвращаются. Датой поступления рукописи считается день получения редакцией окончательного текста.