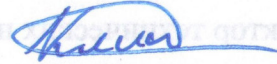


На правах рукописи



Клименко Дмитрий Викторович

**МЕТОДИКА РАСЧЁТА ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЯ В
ШНЕКОЦЕНТРОБЕЖНОМ НАСОСЕ ЖРД ТРЕХМЕРНЫМ АКУСТИКО-
ВИХРЕВЫМ МЕТОДОМ**

Специальность: 05.07.05-
"Тепловые, электроракетные двигатели
и энергоустановки летательных аппаратов"

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва – 2016

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет)».

Научный руководитель:

Доктор технических наук Тимушев Сергей Федорович.

Официальные оппоненты:

Шейпак Анатолий Александрович – доктор технических наук, профессор, федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Московский политехнический университет», профессор.

Кучкин Владимир Николаевич – кандидат технических наук, доцент, федеральное казённое предприятие "Научно-испытательный центр ракетно-космической промышленности", первый заместитель генерального директора по испытаниям.

Ведущая организация:

Акционерное общество «НПО Энергомаш имени академика В.П.Глушко»

Защита состоится «12» декабря 2016г. в 15 часов на заседании диссертационного совета Д212.125.08, созданного на базе Московского авиационного института (национального исследовательского университета) по адресу: 125993, Москва, А-80, ГСП-3, Волоколамское шоссе, д.4.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке и на сайте Московского авиационного института (национального исследовательского университета) <http://www.mai.ru/upload/iblock/27d/diss.pdf>

Автореферат разослан: « _____ » _____ 2016г.

Ученый секретарь
диссертационного совета
Д212.125.08,
д. т. н., профессор

Зуев Юрий Владимирович

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы диссертации.

Развитие жидкостных ракетных двигателей (ЖРД) диктует необходимость создания многорежимных двигательных установок (ДУ), в которых проблема снижения гидродинамической вибрации и повышения надежности турбонасосных агрегатов подачи (ТНА) выходит на первый план. Выдвижение все более высоких требований к надежности работы системы подачи связано также с проблемой разработки ЖРД многократного применения.

В этой связи повышение надежности системы подачи компонентов топлива ЖРД, прежде всего ТНА является ключевой, актуальной проблемой. Узловым элементом ТНА является основной высокооборотный шнекоцентробежный насос (ШЦБН) компонента топлива (окислителя или горючего), обеспечивающий подачу рабочей жидкости в камеру сгорания и газогенератор при высоком давлении (свыше 100 бар). Шнекоцентробежный насос является основным источником гидродинамической вибрации системы подачи современных ЖРД. Гидродинамическая вибрация центробежного насоса является серьезной проблемой на пути повышения надежности и ресурса системы подачи ДУ. Эти колебания давления являются неотъемлемой частью рабочего процесса центробежного насоса. Определение амплитуды пульсаций давления в шнекоцентробежном насосе на ранней стадии проектирования является актуальной задачей. В определении пульсаций давления, генерируемых трехмерным вихревым течением в шнекоцентробежном насосе необходимо принимать во внимание, что неоднородное распределение параметров потока на выходе центробежного колеса генерирует акустические возмущения, которые распространяются со скоростью звука в рабочей жидкости. Одновременно в проточной полости присутствуют вихревые возмущения, которые конвектируются основным течением, их называют "псевдозвуком" или вихревой модой.

На двойственную природу пульсаций давления в центробежных насосах указывалось в ранних работах Покровского, далее указанный подход начал развиваться в работах Тимушева и соавторов применительно к двумерной постановке задачи определения пульсаций давления в центробежном насосе с безлопаточным диффузором и спиральной улиткой. Течение в современных шнекоцентробежных насосах ЖРД имеет существенный трехмерный характер, поэтому возникает необходимость в адаптации акустико-вихревых уравнений для трехмерного случая.

В качестве **объекта исследований** выбран основной насос ЖРД первой степени ракетносителя, представляющий собой высокооборотный шнекоцентробежный насос.

Цель и задачи исследования. Целью диссертационной работы является разработка методики расчета дискретных компонент спектра пульсаций давления в шнекоцентробежном насосе ЖРД с применением трехмерного акустико-

вихревого метода. Для достижения поставленной цели проведено решение следующих задач:

1. Аналитический обзор проблемы гидродинамической вибрации, методов расчета амплитуд пульсаций давления, а также задачи численного моделирования пульсаций давления в центробежном насосе.

2. Распространение акустико-вихревого метода на трехмерную задачу определения пульсаций давления в шнекоцентробежном насосе.

3. Разработка методики расчета пульсаций давления в шнекоцентробежном насосе с использованием пакета прикладного программного обеспечения FlowVision.

4. Анализ экспериментальных данных модельных испытаний шнекоцентробежного насоса и сравнение расчетных амплитуд дискретных компонент спектров пульсаций давления с измеренными величинами для проверки расчетной методики.

5. Апробация методики расчета для условий натуральных испытаний при определении пульсаций давления на выходе шнекоцентробежного насоса с трубчатым направляющим аппаратом

6. Численный анализ трехмерного нестационарного течения в шнекоцентробежном насосе окислителя с отводами разного конструктивного исполнения для определения влияния угла установки трубчатого направляющего аппарата на гидравлические потери и амплитуды пульсаций давления.

Научная новизна. В ходе работы над диссертацией получены следующие новые результаты:

- сформулированы и реализованы конечно-разностные уравнения, формулы расчета источниковой функции в неоднородном акустико-вихревом уравнении и граничные условия в трехмерной постановке для численного моделирования генерации и распространения пульсаций давления на частоте следования лопаток (ЧСЛ) и ее гармониках в отводе шнекоцентробежного насоса ТНА ЖРД;

- получены распределения амплитуд дискретных компонент спектра ЧСЛ по длине проточной части отвода шнекоцентробежного насоса с лопаточным направляющим аппаратом (НА), которые подтверждены экспериментальными данными;

- установлена взаимосвязь между относительной амплитудой пульсаций давления и коэффициентом напора насоса.

Практическая значимость данной работы:

- разработана методика расчета амплитуд пульсаций давления ЧСЛ в отводе шнекоцентробежного насоса ТНА ЖРД, дающая возможность оценки динамической нагрузки конструкции на ранних стадиях проектирования;

- расчетным путем подтверждено существенное изменение амплитуды пульсаций давления по длине проточной части отвода шнекоцентробежного насоса;

- определена связь амплитуды пульсаций давления дискретных компонент на частоте следования лопаток с напором шнекоцентробежного насоса ТНА ЖРД;
- показано, что угол установки каналов НА, при котором реализуется минимальная амплитуда пульсаций давления, не совпадает, по углу установки, с минимумом гидравлических потерь в НА.

Положения выносимые на защиту:

- расширение применения акустико-вихревого метода анализа пульсаций давления на трехмерные расчеты генерации и распространения пульсаций давления в шнекоцентробежном насосе;
- трехмерные конечно-разностные аналоги акустико-вихревых уравнений и импедансных граничных условий с учетом расщепления акустической и вихревой мод;
- методика расчета пульсаций давления;
- расчетные распределения амплитуд пульсаций давления дискретных компонент ЧСЛ по длине проточной части шнекоцентробежного насоса.

Достоверность результатов исследования подтверждена результатами модельных испытаний насосов на воде и натуральных огневых испытаний в составе двигательной установки на сертифицированных стендах, а также численным моделированием нестационарного трехмерного течения в насосе с помощью сертифицированного пакета программного обеспечения.

Реализация результатов работы. Разработанная методика реализована в пробной версии пакета прикладного программного обеспечения FlowVision.

Апробация работы. Основные положения диссертационной работы доложены на научно-технических конференциях:

1. Клименко Д.В., Тимушев С.Ф., Фирсов В.П. Численное моделирование параметров нестационарного потока в центробежном компрессоре. Международный форум Инженерные системы-2012.
2. Клименко Д.В., Федосеев С.Ю., Тимушев С.Ф. Численный анализ нестационарного течения в турбомашине криорефрижератора. Международный форум Инженерные системы-2015.
3. Клименко Д.В., Тимушев С.Ф. Расчет пульсаций давления в отводе шнекоцентробежного насоса акустико-вихревым методом. Научно-техническая конференция "Гидравлика" МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2015.
4. Клименко Д.В., Тимушев С.Ф., Корчинский В.В., Лотков Н.А. Сравнительный анализ пульсаций давления в вариантах трубчатого направляющего аппарата шнекоцентробежного насоса ЖРД. Динамика и виброакустика машин: сборник докладов второй международной научно-технической конференции 15-17 сентября 2014 г. – Самара: СГАУ, 2014.

5. Клименко Д.В., Тимушев С.Ф., Корчинский В.В., Лотков Н.А. Численное исследование вариантов трубчатого направляющего аппарата. 13-я Международная конференция «Авиация и космонавтика – 2014». 17–21 ноября 2014 года. Москва.

Вклад автора в проведенное исследование.

Разработка трехмерной версии уравнений акустико-вихревого модуля для численного анализа пульсаций давления в шнекоцентробежном насосе.

Проведение анализа результатов модельных и натурных испытаний насосов.

Разработка твердотельных геометрических моделей жидкого объема проточной части.

Постановка и проведение вычислительных экспериментов для вариантов проточной части отвода с использованием численного моделирования трехмерного нестационарного потока.

Результаты, полученные другими исследованиями, а также данные совместных исследований, отмечены по тексту или снабжены сносками на соответствующие источники.

Публикации. Автором по теме диссертации опубликованы шесть научных работ, из которых 4 – в рецензируемых изданиях.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырёх глав, заключения, списка литературы. Объем диссертации 98 страниц. Библиография включает 82 ссылки.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обосновывается актуальность работы, сформулированы цели и задачи диссертационной работы.

В первой главе проведен аналитический обзор литературных источников по проблеме гидродинамической вибрации и пульсаций давления в центробежных насосах. Рассмотрены основные причины вибрации насосов. Показано, что при больших скоростях вращения ротора, что характерно для современных ТНА ЖРД, гидродинамическая вибрация дает основной вклад в динамическое нагружение конструкции. Из сравнения амплитудно-частотных спектров вибрации центробежного насоса можно сделать вывод, что уровни вибрации в широком диапазоне средних и высоких частот определяются рабочим процессом насоса, т.е. гидродинамическими источниками вибрации.

Экспериментальные данные показывают прямую связь между пульсациями давления в проточной полости насоса и его вибрационными характеристиками. Так, при измерении тензометрическими датчиками динамических напряжений на входных кромках лопаток направляющего аппарата центробежного насоса, Оффенхаузером было установлено, что в диапазоне расходов 0,6 -- 1,0 от его оптимального значения величины динамических напряжений прямо пропорциональны амплитудам пульсаций давления.

Наличие интенсивных пульсаций давления характерно для всех типов центробежных насосов. При определенных условиях пульсации давления в проточной части центробежного насоса, могут достигать величин, опасных для целостности конструкции. Экспериментальные данные НПО Энергомаш выявляют прямую связь между пульсациями давления в проточной части и нестационарными нагрузками, действующими на ответственные элементы конструкции центробежного насоса.

Вибрация гидродинамической природы обусловлена особенностями течения рабочей жидкости в проточной части шнекоцентробежного насоса: нестационарное взаимодействие потока выходящего из рабочего колеса с отводящим устройством ЦБН; вихреобразование, включая мелкомасштабную турбулентность и крупномасштабные вихревые структуры (обратные токи); кавитационные процессы в проточной части насосов.

Нестационарные процессы проявляются в виде пульсаций давления на частоте следования ротора, частотах следования лопаток, комбинационных частотах. Спектральный состав вибрации и пульсаций давления в центробежных насосах представлен широкополосным фоном и ярко выраженными дискретными составляющими, уровень которых в основном определяет виброактивность ЦБН и вибропрочность конструктивных элементов.

Исследования центробежных насосов показывают, что, как правило, максимальные амплитуды в спектрах пульсаций давления и вибрации на расчетных режимах имеют дискретные составляющие на частотах следования лопаток рабочего колеса (ЧСЛ) или лопаточных частотах и их гармониках, определяемых формулой

$$f_b = k \cdot z_1 f_r$$

где

f_r -- частота вращения ротора, Гц;

z_1 -- число лопаток центробежного колеса, шнека;

k -- номер гармоники.

Пульсации давления ЧСЛ занимают особое место в вибрационном портрете ШЦБН и, определяя его виброактивность на оптимальном режиме (в условиях работы до первого критического режима по кавитационному запасу), являются наиболее важным объектом исследования в целях снижения вибрации и пульсаций давления на частотах следования лопаток, повышения ресурса работы при сохранении высоких энергетических характеристик ШЦБН. Экспериментальными исследованиями показано, что снижение кавитационного запаса до второго критического режима приводит к увеличению амплитуды ЧСЛ от основных лопаток центробежного колеса и шнека.

Рассмотрены основные одномерные модели расчета пульсаций давления и вибрации, предложенные, Ченом и Штрубом, Иоффе и Панченко, Сукупом, а также модели, основанные на методах вычислительной гидродинамики, предложенные Кроба, Томсоном, Витковской.

Проведенный анализ показывает актуальность проблемы дальнейшего распространения акустико-вихревого метода для расчета пульсаций давления в шнекоцентробежных насосах ЖРД в трехмерной постановке.

Во второй главе описывается акустико-вихревая модель и получение конечно-разностных аналогов для акустико-вихревого уравнения, а также приведена методика расчёта амплитуд пульсаций давления ЧСЛ в отводе шнекоцентробежного насоса.

Физико-математическая модель генерации акустико-вихревых колебаний основана на представлении нестационарного движения сплошной среды как совокупности акустической и вихревой мод движения, впервые предложенном Ландау, Блохинцевым, Артамоновым, с применением декомпозиции граничных условий и введением комплексного акустического импеданса.

При разработке физико-математической модели пульсационного течения в шнекоцентробежном насосе необходимо учитывать нелинейный характер процесса генерации колебаний нестационарным потоком и акустический характер их распространения в проточной части насоса.

Приняты следующие допущения:

- поток дозвуковой;
- течение изоэнтропийное;
- вязкая диффузия не учитывается для распространения акустических колебаний;
- акустические колебания (вследствие сжимаемости среды) существенно меньше по сравнению с вихревыми колебаниями (вихревого и поступательного движения жидкости);

Вводится акустическая и вихревая моды движения рабочей жидкости, так как на основании теоремы Коши-Гельмгольца скорость движения сжимаемой жидкости можно представить в виде векторной суммы основного поступательного и вращательного движения жидкости как несжимаемой среды (вихревой моды) и малых колебаний, обусловленных сжимаемостью (акустической моды).

В качестве основной физической причины нестационарного процесса генерирования пульсаций давления в шнекоцентробежном насосе на частотах следования рабочих лопаток рассматривается перенос вихревых возмущений, которые возникают в результате движения периодически неоднородного потока с окружной скоростью U_2 центробежного колеса относительно отводящего устройства. Такая модель генерации колебаний в литературе называется «взаимодействие ротор-статор». Затухание акустических возмущений, обусловленное вязкостью, а также тепловые явления имеют здесь второстепенное значение и, для упрощения, соответствующие члены не учитываются в уравнениях движения, течение считается изоэнтропическим.

Расчёты проводятся в безразмерных величинах. В качестве пространственного масштаба используется наружный радиус колеса. А в качестве характерной скорости - окружная скорость на выходе из рабочего колеса.

После преобразований получено уравнение для колебаний давления

$$\Lambda^2 \frac{\partial^2 h}{\partial t^2} - \Delta h = S' \quad (1)$$

где $\Lambda = \frac{R_2}{\lambda}$ безразмерная частота, λ длина волны гармоники ЧСЛ, $h \approx \frac{(P - P_0)}{\rho_0 u_2^2} = \frac{P'}{\rho_0 u_2^2}$ безразмерные пульсации давления, S' возмущающая функция.

Решение уравнения (1) разделяется на две задачи – расчет нестационарного течения для модели несжимаемой среды, которое определяет возмущающую функцию, и решение неоднородного волнового уравнения относительно пульсаций давления h .

Выражаем возмущающую функцию через поле скоростей несжимаемого течения из формулы:

$$S = \nabla(\vec{U} \nabla \vec{U}) \quad (2)$$

После преобразований на основе соотношений векторной алгебры и, учитывая уравнение неразрывности для несжимаемой среды, получаем следующее выражение:

$$S = 2 \left(\frac{\partial U_y}{\partial x} \cdot \frac{\partial U_x}{\partial y} + \frac{\partial U_z}{\partial x} \cdot \frac{\partial U_x}{\partial z} + \frac{\partial U_z}{\partial y} \cdot \frac{\partial U_y}{\partial z} - \frac{\partial U_x}{\partial x} \cdot \frac{\partial U_y}{\partial y} - \frac{\partial U_x}{\partial x} \cdot \frac{\partial U_z}{\partial z} - \frac{\partial U_y}{\partial y} \cdot \frac{\partial U_z}{\partial z} \right) \quad (3)$$

Запишем акустико-вихревое уравнение в декартовой системе координат:

$$\Lambda^2 \frac{\partial^2 h}{\partial t^2} - \frac{\partial^2 h}{\partial x^2} - \frac{\partial^2 h}{\partial y^2} - \frac{\partial^2 h}{\partial z^2} = S' \quad (4)$$

Возмущающая функция в правой части уравнения представляет собой нестационарную часть функции S (3).

Конечно-разностные аналоги дифференциальных уравнений в декартовой системе координат получаются интегрированием акустико-волнового уравнения по пространству и времени с введением конечных объемов.

Все поле течения покрывается прямоугольной сеткой. Каждому узлу сетки ставится в соответствие три числа $(\mathbf{i}, \mathbf{j}, \mathbf{k})$, которые определяют порядковый номер конечного объема (ячейки) на \mathbf{X} -, \mathbf{Y} - и \mathbf{Z} - координатных осях. Границы между соседними ячейками проходят через середины шагов сетки.

Кроме того введем временную сетку с верхним индексом (\mathbf{m}) и равномерным шагом по времени Δt , в которой каждому моменту времени соответствует номер \mathbf{m} так, что

$$t + \Delta t = (m+1)\Delta t \quad (5)$$

Рассмотрим вывод конечно-разностных уравнений для внутренних узлов сетки (ячейка 1, рисунок 1). Проинтегрируем уравнение (4) по пространству и времени в пределах одной ячейки и одного шага по времени:

$$\int_{t-\frac{\Delta t}{2}}^{t+\frac{\Delta t}{2}} \int_{x_1}^{x_2} \int_{y_1}^{y_2} \int_{z_1}^{z_2} \left(\Lambda^2 \frac{\partial^2 h}{\partial t^2} - \frac{\partial^2 h}{\partial x^2} - \frac{\partial^2 h}{\partial y^2} - \frac{\partial^2 h}{\partial z^2} - S' \right) dt dx dy dz = 0 \quad (6)$$

здесь для внутренней ячейки 1 пределы интегрирования по объему: $x_1 = x - \frac{1}{2}\Delta x$, $y_1 = y - \frac{1}{2}\Delta y$, $z_1 = z - \frac{1}{2}\Delta z$, $x_2 = x + \frac{1}{2}\Delta x$, $y_2 = y + \frac{1}{2}\Delta y$, $z_2 = z + \frac{1}{2}\Delta z$ (7)

Будем считать, что давление, его вторая производная по времени и возмущающая функция постоянны внутри объема ячейки. Тогда можно записать для каждой гармоники ЧСЛ

$$\begin{aligned} & \Lambda^2 l^2 \int_{t-\frac{\Delta t}{2}}^{t+\frac{\Delta t}{2}} \frac{\partial^2 h}{\partial t^2} dt \int_{x_1}^{x_2} dx \int_{y_1}^{y_2} dy \int_{z_1}^{z_2} dz - \int_{t-\frac{\Delta t}{2}}^{t+\frac{\Delta t}{2}} \left(\int_{x_1}^{x_2} \int_{y_1}^{y_2} \int_{z_1}^{z_2} \left(\frac{\partial^2 h}{\partial x^2} - \frac{\partial^2 h}{\partial y^2} - \frac{\partial^2 h}{\partial z^2} \right) dx dy dz \right) dt - \\ & - \int_{t-\frac{\Delta t}{2}}^{t+\frac{\Delta t}{2}} S' \int_{x_1}^{x_2} dx \int_{y_1}^{y_2} dy \int_{z_1}^{z_2} dz = 0 \end{aligned} \quad (8)$$

С учетом формул для конечно-разностных аналогов производных

$$\int_{t-\frac{\Delta t}{2}}^{t+\frac{\Delta t}{2}} \frac{\partial^2 h}{\partial t^2} dt = \frac{\partial h}{\partial t} \Big|_{t-\frac{\Delta t}{2}}^{t+\frac{\Delta t}{2}} = \frac{h_{ijk}^{m+1} - h_{ijk}^m}{\Delta t} - \frac{h_{ijk}^m - h_{ijk}^{m-1}}{\Delta t} = \frac{h_{ijk}^{m+1} - 2h_{ijk}^m + h_{ijk}^{m-1}}{\Delta t} \quad (9)$$

и уравнение (6) преобразуется к виду

$$h_{ijk}^{m+1} = 2h_{ijk}^m - 2h_{ijk}^{m-1} + \frac{\Delta t}{\Lambda^2 l^2 V} \Psi_c \quad (10)$$

Здесь l – номер гармоники ЧСЛ, V – объем ячейки. Функция Ψ_c (c -- тип ячейки) определяется выражением

$$\Psi_c = \int_{t-\frac{\Delta t}{2}}^{t+\frac{\Delta t}{2}} \left[\int_{y_1}^{y_2} \int_{z_1}^{z_2} \left(\frac{\partial^2 h}{\partial x^2} \Big|_{x_2} - \frac{\partial^2 h}{\partial x^2} \Big|_{x_1} \right) dy dz \right] dt + \int_{t-\frac{\Delta t}{2}}^{t+\frac{\Delta t}{2}} \left[\int_{z_1}^{z_2} \int_{x_1}^{x_2} \left(\frac{\partial^2 h}{\partial y^2} \Big|_{y_2} - \frac{\partial^2 h}{\partial y^2} \Big|_{y_1} \right) dz dx \right] dt +$$

$$\int_{t-\frac{\Delta t}{2}}^{t+\frac{\Delta t}{2}} \left[\int_{y_1}^{y_2} \int_{x_1}^{x_2} \left(\frac{\partial^2 h}{\partial z^2} \Big|_{z_2} - \frac{\partial^2 h}{\partial z^2} \Big|_{z_1} \right) dy dx \right] dt + \int_{t-\frac{\Delta t}{2}}^{t+\frac{\Delta t}{2}} S' \partial t \int_{x_1}^{x_2} dx \int_{y_1}^{y_2} dy \int_{z_1}^{z_2} dz = 0$$

и зависит от типа ячейки, т.к. $x_1, y_1, z_1, x_2, y_2, z_2$ различны для разных типов ячеек.

Рассмотрим, например, определение производных по оси X. Для внутренних ячеек типа 1 (см. рисунок 1)

$$\frac{\partial h}{\partial x} \Big|_{x_1} = \frac{h_{i+1,j,k}^m - h_{i,j,k}^m}{\Delta x} \quad \frac{\partial h}{\partial x} \Big|_{x_2} = \frac{h_{i,j,k}^m - h_{i-1,j,k}^m}{\Delta x}$$

Для ячеек находящихся на стенке, нормальной к оси X справа, получаем

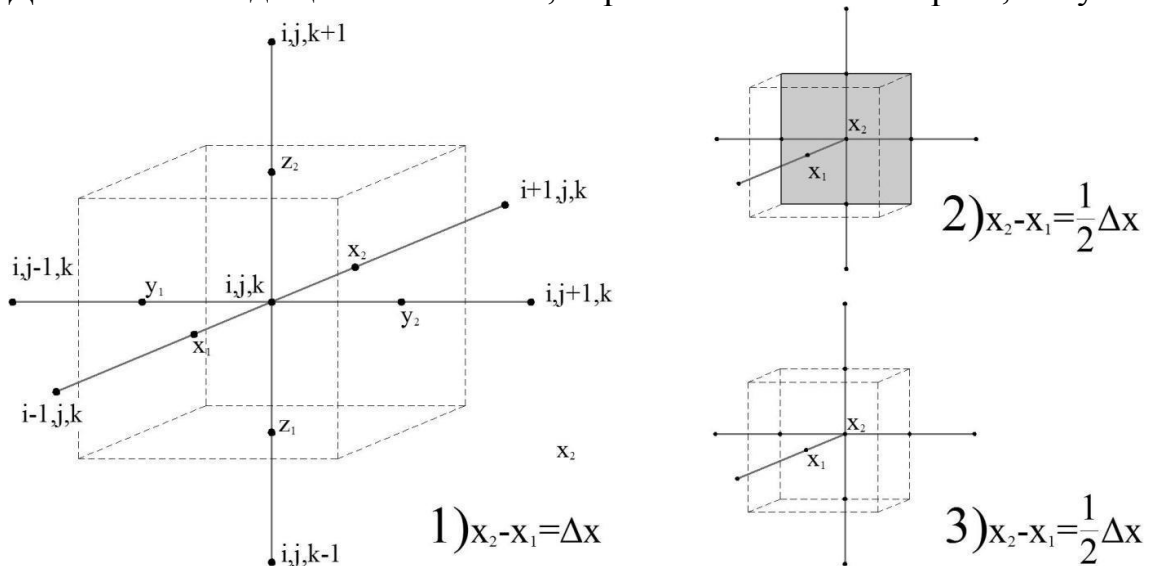


Рисунок 1. Тип ячейки: 1) внутренняя, 2) стенка, 3) импедансная граница

$$\frac{\partial h}{\partial x} \Big|_{x_1} = 0 \quad \frac{\partial h}{\partial x} \Big|_{x_2} = \frac{h_{i,j,k}^m - h_{i-1,j,k}^m}{\Delta x},$$

Для ячеек, находящихся на входной границе с нормалью n

$$\frac{\partial h}{\partial n} \Big|_n = -\frac{l}{Z_l} \left(\frac{h^{m+1} - h^{m-1}}{2\Delta t} \right) + \frac{\partial g}{\partial n} + \frac{l}{Z_l} \frac{\partial g}{\partial t}$$

Таким образом, соответствующая производная от h по нормали к граничной поверхности определяется через производную по времени и удельный комплексный акустический импеданс на данной границе для соответствующей гармоники ЧСЛ. Производные от колебаний давления вихревой моды g известны из решения для нестационарного течения несжимаемой вязкой среды.

Алгоритм решения трехмерного акустико-вихревого уравнения применительно к высокооборотному шнекоцентробежному насосу ЖРД

реализован в так называемой «акустической модели», бета-версии пакета прикладного программного обеспечения FlowVision. Схема получения решения с помощью акустической модели показана на рисунке 2. Решение разделено на два шага. На первом шаге выполняется численное моделирование нестационарного турбулентного течения несжимаемой жидкости. На втором шаге выполняется решение волнового уравнения. Оба этапа решения проводятся в среде программного комплекса FlowVision.



Рисунок 2 Блок схема

Для численного моделирования нестационарного турбулентного течения несжимаемой жидкости (вихревой моды) используется технология «скользящих сеток». Вся область расчета разделяется на несколько подобластей, часть из которых входит в ротор, то есть вращающуюся часть. Передача параметров потока из ротора в неподвижные области расчета (статор) производится через специальный интерфейс «скользящая поверхность», который обеспечивает интерполяцию параметров потока с учетом «виртуального» углового смещения сеток ротора и статора.

Расчет выполняется для относительных величин давления, отсчитываемых от заданного опорного значения. В качестве граничного условия на входе в расчетную область устанавливается нулевое статическое давление, то есть давление, равное опорному значению. На выходе насоса объемный расход задается значением нормальной компоненты скорости в выходном сечении расчетной области.

Численный метод реализован на прямоугольной сетке с локальной адаптацией и подсеточным разрешением сложной геометрии. Во всей расчетной области вводится исходная прямоугольная сетка. Выделяются подобласти с особенностями геометрии или течения, в которых необходимо провести расчет на более мелкой, чем исходная, сетке. При этом расчетная ячейка, в которую попала выделяемая особенность, делится на 8 равных ячеек. Далее, если необходимо, ячейки делятся еще раз, и так – до достижения необходимой точности. Ячейки начальной сетки называются ячейками уровня 0, ячейки, получаемые измельчением уровня 0, называются ячейками уровня 1 и т.д. При генерации сетки накладывается условие, что гранями и ребрами могут граничить друг с другом только ячейки с номерами уровней, отличающимися не более, чем на единицу. Метод подсеточного разрешения геометрии предназначен для аппроксимации криволинейных границ на прямоугольной сетке, в том числе и свободной границы жидкости. Ячейки, через которые проходит граница, расщепляются на 2, 3 и т.д. ячеек. При этом они теряют свою первоначальную форму параллелепипеда и превращаются в многогранники произвольной формы. Уравнения математической модели аппроксимируются для этих многогранников без каких-либо упрощений. В целом такой подход позволяет с достаточной степенью точности производить расчеты эффективно, используя минимальные вычислительные ресурсы. Опыт показывает, что использование такой технологии позволяет получать инженерные решения на сетках с количеством узлов в 10 раз меньше, чем традиционные методы, при соответствующем снижении процессорного времени.

Поскольку обмен данными между ротором и неподвижными подобластями выполняется с помощью интерполяции на границе подобластей – на «скользящих» поверхностях, временной шаг итерационной процедуры выбирается так, чтобы в течение одной итерации взаимное смещение подобластей не превышало минимальных размеров ячейки конечно-разностной сетки в зоне «скользящих» поверхностей. Временной шаг акустического расчета корректируется так, чтобы число итераций за период ЧСЛ было нечетным.

В процессе расчёта определяется возмущающая функция. Она раскладывается в ряд Фурье и хранится в виде гармонических амплитуд этого разложения. Возмущающая функция на скользящей поверхности имеет добавку в виде производной по нормали к скользящей поверхности от давления.

Кроме источника, в гармонический ряд раскладывается давление, но только на скользящих поверхностях. Оно также сохраняется в виде гармонических амплитуд.

После достижения сходимости расчета первого шага в модели несжимаемой жидкости, производится переход к решению акустико-вихревого уравнения. При этом становятся нерасчетными подобласти, которые не рассматриваются в акустическом расчете. Расчёт ведётся для каждой гармоники отдельно в комплексных переменных.

Для всех граничных условий задаются значения акустического импеданса. В каждой ячейке определяются значения амплитуды пульсаций давления на данной гармонике. Шаг по времени акустического расчета (безразмерный, в долях текущего периода колебаний ЧСЛ) рассчитывается в процедуре акустической модели и фиксируется для последующего расчета, исходя из требований динамической устойчивости решения.

Вывод полученных значений производится с помощью стандартного постпроцессора Flowvision.

В третьей главе приведены результаты трёхмерных расчётов амплитуд пульсаций давления в отводах шнекоцентробежных насосов и сравнение полученных результатов с экспериментальными данными.

Расчетная область в математическом пространстве состоит из ряда подобластей (см. Рисунок 3): подвода, ротора, отвода, которые виртуально объединяются через скользящие поверхности и граничные условия, расположенные на входе и выходе шнекоцентробежного колеса, на ответных поверхностях подвода и отвода.

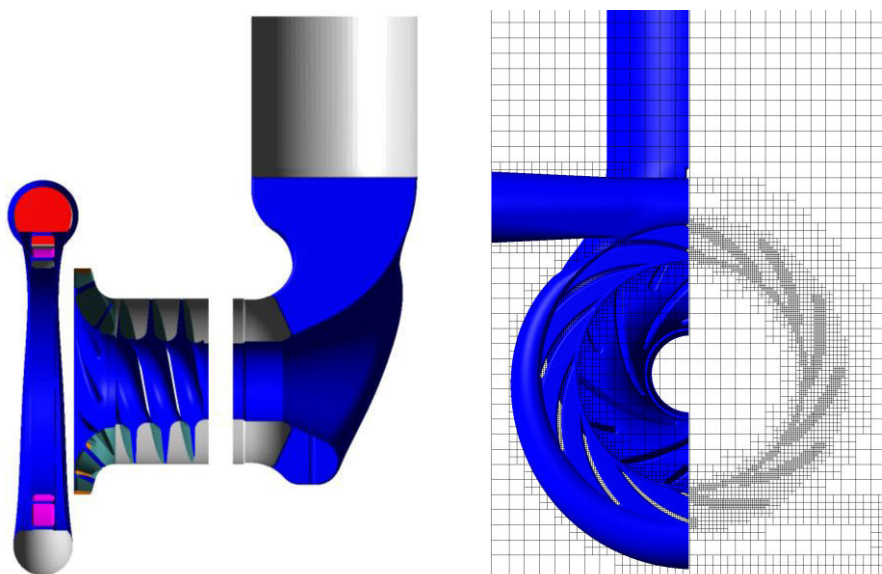


Рисунок 3 Расчетные подобласти и расчётная сетка.

Численное моделирование проводится нестационарным итерационным методом от нулевых начальных условий. Для выхода на стационарный режим течения требуется семь полных оборотов центробежного колеса. Стационарный режим работы достигается для расчетной сетки при минимальной адаптации первого уровня с целью экономии процессорного времени и ресурсов. Дальнейший расчет для определения амплитуд пульсаций давления производится на сетке 3 уровня адаптации. В качестве начальных условий в области жидкого объема задаются нулевые значения скорости и давления. Сходимость численного решения контролируется по напору насоса.

При расчётах использована сетка с третьим уровнем адаптации (рисунок 3). Она содержит свыше 334000 расчетных ячеек, временной шаг нестационарных расчетов составляет $1.5 \cdot 10^{-5}$ с физического времени. В качестве граничного условия на входе в расчетную область устанавливается нулевое статическое давление, то есть давление, равное опорному значению, которое принято равным 0.101 МПа.

На выходе насоса объемный расход задается значением нормальной компоненты скорости в выходном сечении расчетной области.

Расчеты проведены для режимов, соответствующих модельным испытаниям. В качестве рабочей жидкостью использована вода. Обороты составляют 7030 об/мин. Расход равен 868.5 кг/с, что соответствует номинальному расходу. При расчётах проведена фиксация амплитуд пульсаций давления в плоскости, проходящей через каналы направляющего аппарата в точках, указанных на рисунке 4.

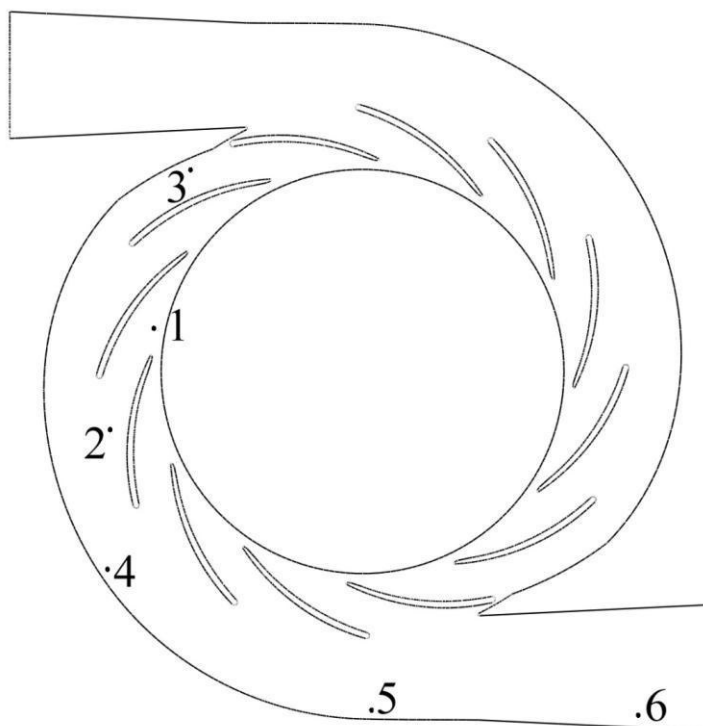


Рисунок 4 – Точки фиксации пульсаций давления

Точки 1 и 2 расположены в канале направляющего аппарата (на входе и выходе в канал соответственно). Точки 3, 4 и 5 расположены в спиральном

сборнике, а точка 6 находится на выходе из расчётной области. Положение точек соответствует положению датчиков пульсаций давления в эксперименте.

После достижения сходимости по напору, проведен акустический расчёт. На рисунке 5 представлено сравнение амплитуд пульсаций давления на 1-ой гармонике ЧСЛ.

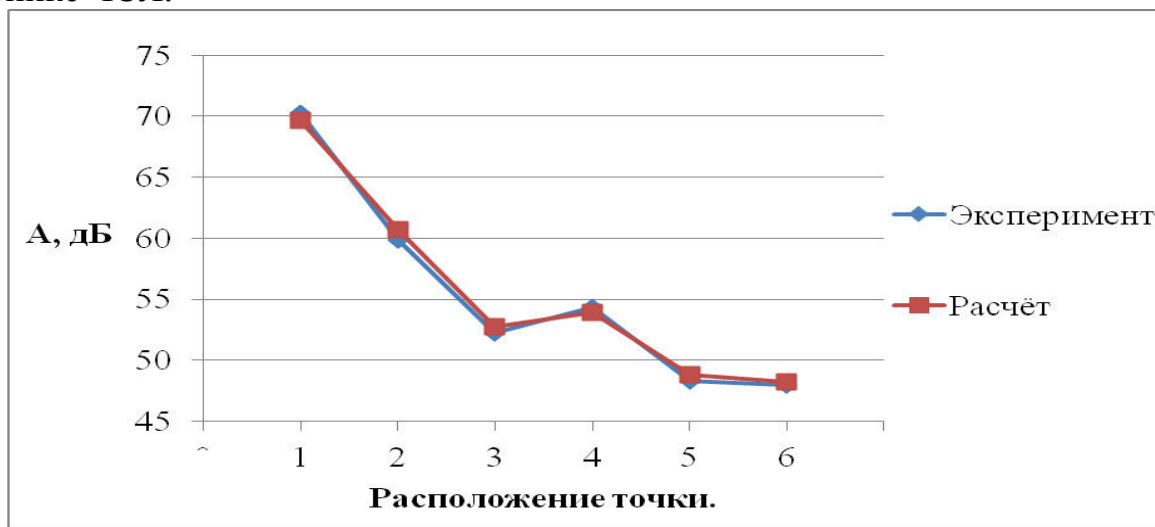


Рисунок 5. Амплитуды пульсаций давления на первой гармонике ЧСЛ при номинальном расходе.

На этом и последующих рисунках амплитуда дана в децибелах. В качестве опорной величины используется 1 мбар. Для первой гармонике ЧСЛ разница между расчётными и экспериментальными значениями составила меньше 1 дБ. Относительная амплитуда пульсаций давления в каналах направляющего аппарата составляет 2.5 % от коэффициента напора, а на выходе из колеса – 0.2 %.

На рисунке 6 показаны амплитуды пульсаций давления на 2-ой гармонике ЧСЛ.

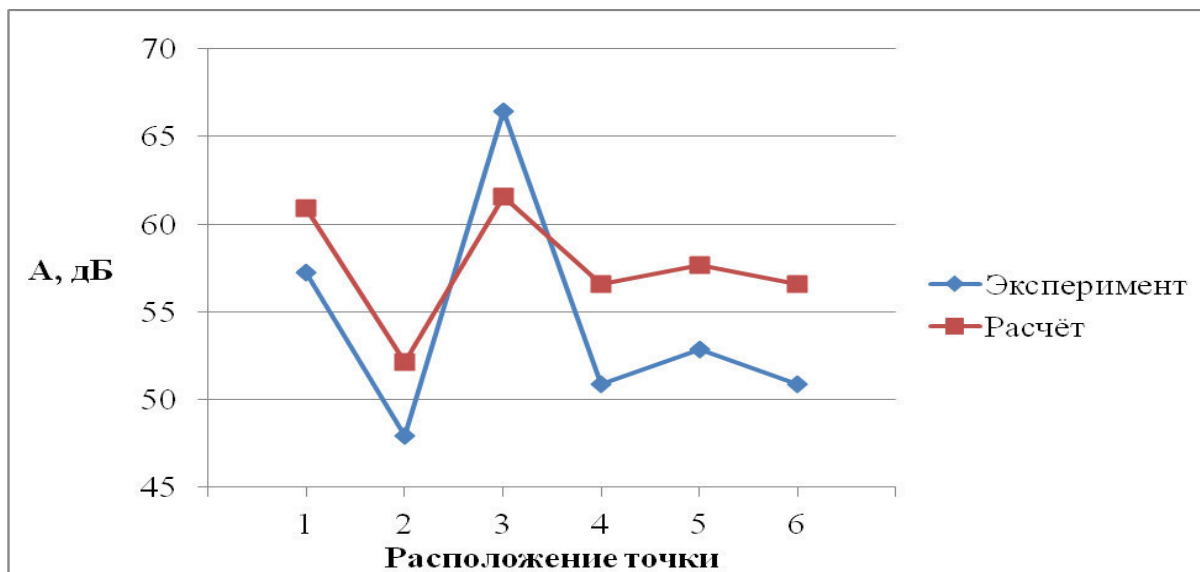


Рисунок 6. Амплитуды пульсаций давления на второй гармонике ЧСЛ при номинальном расходе.

В целом амплитуды, полученные расчётным путём, качественно согласуются с экспериментальными данными. Отклонение не превышает 5 дБ. Во всех точках кроме точки 3 расчётная амплитуда завышена относительно экспериментальных данных. Возможно, это связано с особенностями установки датчика в точке 3 при проведении эксперимента, когда на мембрану действует динамический напор от вихревых колебаний.

Также был проведен расчёт для двух вариантов направляющего аппарата: классического лопаточного и канального – с круглым сечением каналов. На рисунке 7 показана геометрия входной части отвода направляющего аппарата, которая в значительной степени влияет на амплитуду пульсаций давления и вибрации насоса на частоте следования рабочих лопаток и ее высших гармониках.

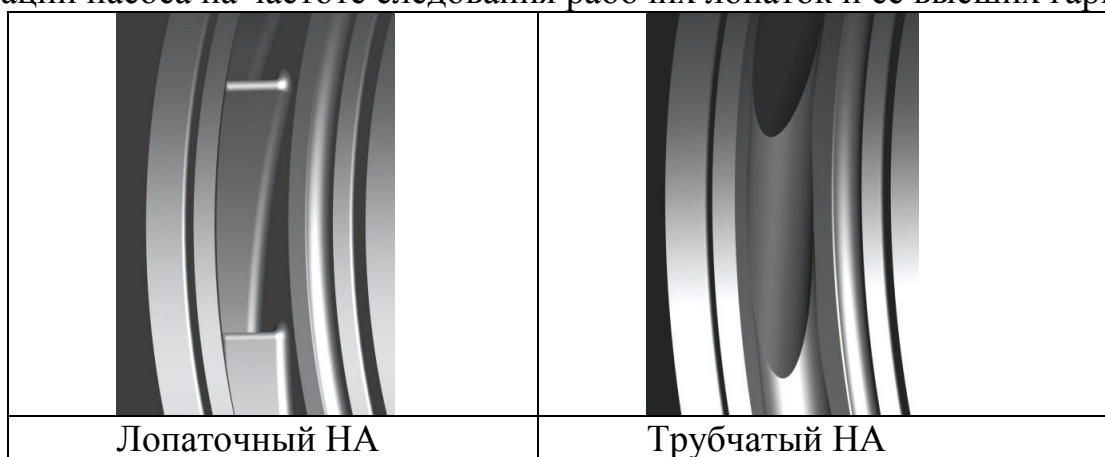


Рисунок 7. Геометрия входного участка направляющего аппарата

Трубчатый направляющий аппарат формирует на входном участке эллиптическую входную кромку, которая способствует «сглаживанию» генерируемого импульса давления при прохождении лопаток центробежного колеса.

Расчёты проводились для натуральных условий. В качестве рабочего тела использован жидкий кислород. Значение оборотов равно 13200 об/мин. Расход составляет 1730 кг/с, что соответствует номинальному расходу. Остальные граничные условия и параметры сетки заданы так же, как и для расчётов при модельных условиях.

В ходе вычислительных экспериментов проведён расчетный анализ для подтверждения характеристик трубчатого направляющего аппарата путем сравнения потерь энергии и пульсаций давления в каналах направляющего аппарата. В таблице 1 приведены данные сравнения потерь полного давления для лопаточного направляющего аппарата (прямоугольный канал) и для трубчатого направляющего аппарата (круглый канал).

Вариант отвода (форма сечения)	Потери полного давления, Па
Лопаточный НА (прямоугольная)	8,31E+06
Трубчатый НА (круглая)	6,88E+06

Таблица 1. Потери полного давления в вариантах конструкции направляющего аппарата

Анализ потерь энергии в исследованных направляющих аппаратах показал, что наименьшие потери полного давления – 6,88 МПа достигаются в трубчатом направляющем аппарате. В лопаточном направляющем аппарате (прямоугольное сечение) потери выше на 0,15 МПа.

При расчётах фиксировались пульсации давления в каналах направляющего аппарата. На рисунке 8 приведены расчетные значения (P') и амплитуды тональных составляющих (A) пульсаций давления для точки расположенной в середине канала.

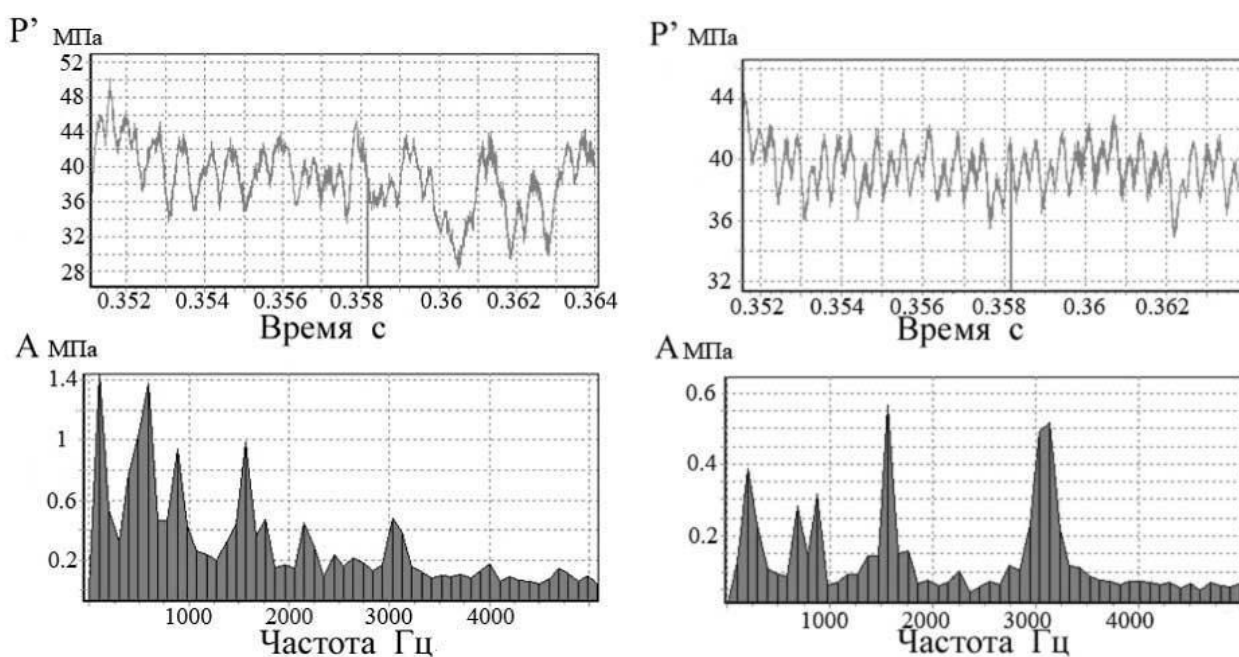


Рисунок 8. Пульсации давления на входе НА (слева лопаточного, справа трубчатого)

Пульсации ЧСЛ в спектрах выделяются на дискретных компонентах 1540 Гц и 3080 Гц. Эти компоненты соответствуют прохождению основных (длинных) семи лопаток и второй гармоники ЧСЛ, высокая амплитуда которой обусловлена наличием семи дополнительных (укороченных) лопаток, расположенных между основными лопатками.

Применение трубчатого направляющего аппарата снижает амплитуду первой гармоники ЧСЛ в каналах НА в два раза.

В ходе расчета акустико-вихревым методом была получена амплитуда пульсаций давления первой гармоники ЧСЛ на выходе из насоса. Она составляет 0.017 мПа для трубчатого направляющего аппарата и 0.028 мПа для лопаточного направляющего аппарата. Амплитуда пульсаций давления на выходе из насоса при применении трубчатого направляющего аппарата снизилась в 1.6 раза.

Аналогичный результат получен и в экспериментальных данных, приведённых на рисунке 9.

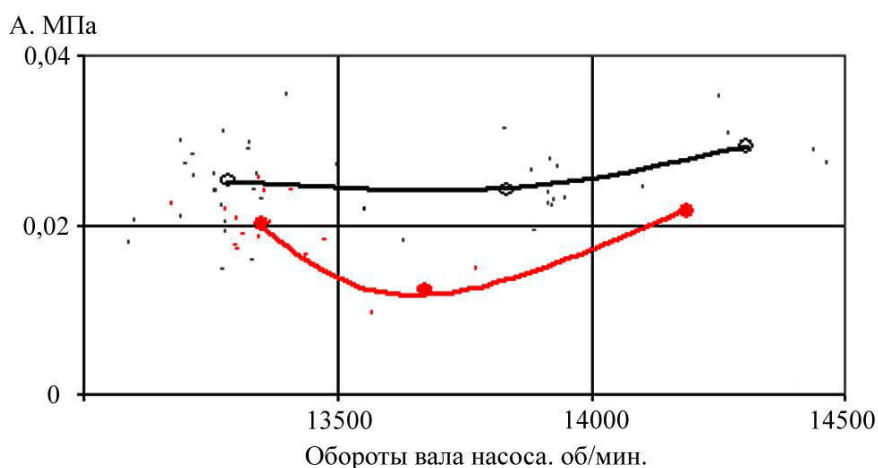


Рисунок 9. Пульсации давления на 1-ой гармонике ЧСЛ в зависимости от числа оборотов насоса: \circ – лопаточный направляющий аппарат. \bullet – направляющий аппарат с каналами круглого сечения.

Сравнительный анализ результатов численного моделирования нестационарного течения в шнекоцентробежном насосе ЖРД с разными вариантами направляющих аппаратов показал, что трубчатый направляющий аппарат с круглыми проходными сечениями каналов обеспечивает снижение амплитуды пульсаций давления на первой гармонике частоты следования лопаток в два раза, а также снижение потерь полного давления. Эти результаты подтверждаются экспериментальными данными.

В четвертой главе приводится пример апробации методики расчёта пульсаций давления в шнекоцентробежном насосе и изучается влияние угла установки каналов направляющего аппарата на амплитуды пульсаций давления.

Расчетная область в математическом пространстве состоит из трех подобластей (Рисунок 10): подвода, ротора и статора, которые виртуально объединяются через скользящие поверхности, расположенные на входе и выходе шнекоцентробежного колеса и на ответных поверхностях подобластей подвода и статора.

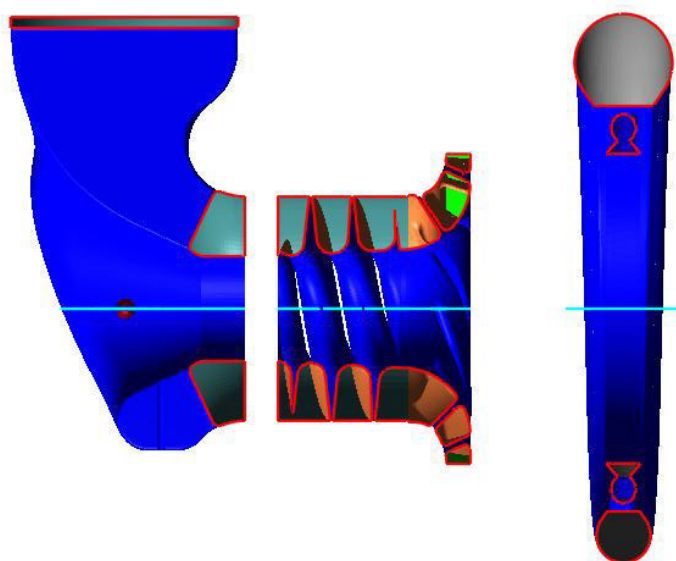


Рисунок 10. Расчетная область

Численное моделирование проводится нестационарным итерационным методом от нулевых начальных условий.

Расчеты проведены на сетке второго уровня адаптации, которая представлена на рисунке 11. Эта сетка содержит свыше 250000 ячеек. Временной шаг нестационарного расчета составляет $1 \cdot 10^{-5}$ с. Процессорное время расчета одного полного оборота ротора составляет около 2 часов. Утечки в уплотнениях колеса и сброс утечки на входе рабочего колеса не моделируется.

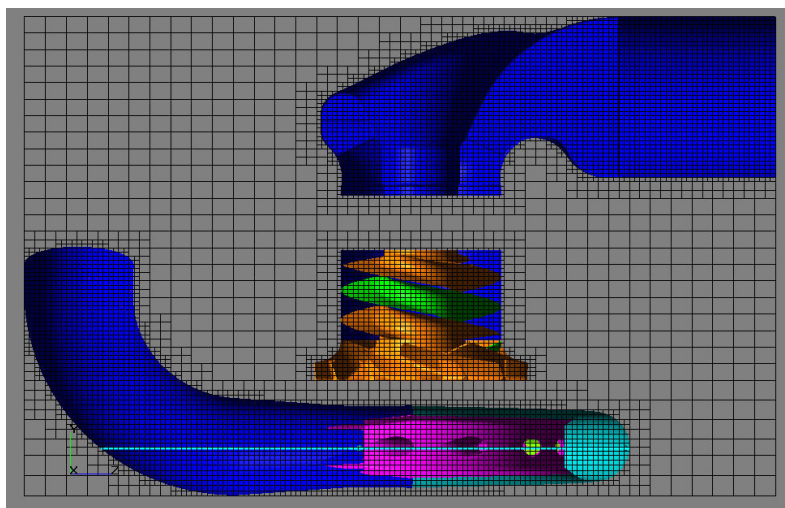


Рисунок 11. Расчетная сетка второго уровня адаптации

В расчетах применена геометрия расчетной области с учетом входного трубопровода. Это снижает влияние граничного входного условия на характеристики потока в подводе и позволяет применить граничное условие заданного расхода в выходном сечении насоса. Последнее обеспечивает возможность моделирования обратных токов на входе шнека при малых подачах. Статическое давление в расчетах отчитывается от опорной величины 101000 Па. Во входном сечении давление принято равным нулю. При расчетах фиксируются пульсации давления в характерных точках проточной части и определяются амплитуды дискретных компонент спектра пульсаций давления.

На расчетном режиме работы насоса значения энергетических параметров насоса составляют напор $H=57909$ Дж/кг, момент на валу $M_{кр}=36796$ Н м, мощность $N=65.21$ МВт, КПД $\eta=0.836$. При нестационарных расчетах, для экономии вычислительных ресурсов, не учитывается ряд факторов, которые влияют на эффективный напор и к.п.д.: утечки и течение в пазухах основного и покрывного дисков, радиальный зазор предвключенного шнека, впуск рабочей жидкости из дренажа на входе ротора, фактическое положение замеров, механические потери. Это потребует увеличения вычислительных ресурсов и применения кластерных технологий с использованием программного обеспечения, обеспечивающего параллельные вычисления на многопроцессорном кластере.

Сигналы и спектры пульсаций давления в точках отвода по ходу потока в улиточном отводе и в каналах направляющего аппарата также показывают, что в

спектрах преобладают тональные компоненты на частоте следования основных лопаток (1928 Гц) и суммарного числа лопаток колеса (3950 Гц).

В каналах направляющего аппарата амплитуда первой гармоники ЧСЛ ($7 f_r$) на расчетном режиме составляет 5.5 бар. На рисунке 12 показано изменение амплитуды пульсаций давления первой гармоники ЧСЛ ($7 f_r$) при изменении расхода по результатам акустико-вихревого моделирования на выходе насоса. На расчетном режиме расчетная величина амплитуды составляет 0.75 бар. Это в 7 раз ниже, чем расчетное значение амплитуды пульсаций давления первой гармоники ЧСЛ в направляющем аппарате. По экспериментальным данным, полученным для этого насоса в НПО «Энергомаш» уровень амплитуды пульсаций давления первой гармоники ЧСЛ на выходе составляет 1.8 бар. Такое несоответствие может быть связано с резонансным увеличением амплитуды колебаний в реальном трубопроводе, так как в расчете использовано граничное условие акустического импеданса бесконечно длинной трубы.

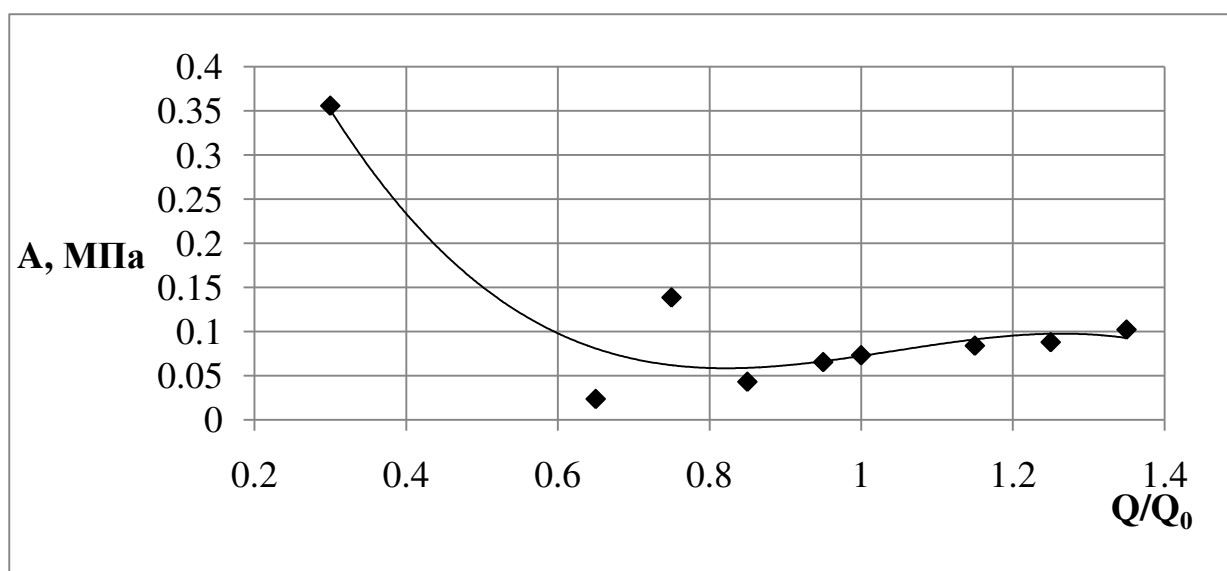


Рисунок 12. Изменение амплитуды первой гармоники ЧСЛ пульсаций давления на выходе из насоса

При относительном расходе в диапазоне 0.8 – 1.35 от расчетного наблюдается плавный рост амплитуды. В зоне расхода менее 0.8 амплитуда пульсаций на данной частоте ведет себя нестабильно. Есть тренд к увеличению амплитуды при снижении расхода до 0.3 от расчетного. Эти результаты подтверждают вывод о том, что возникновение обратных токов в подводе насоса сопровождается нарушением круговой симметрии потока в роторе и симметрии спирального течения в улиточном отводе насоса, способствуя генерации нестационарных нагрузок на роторной частоте. При наличии возмущений более низких частот, что характерно для режимов с обратными токами, точность определения амплитуды возмущающей функции снижается. Это связано с недостаточным осреднением возмущающей функции акустико-вихревого

уравнения, так как определение возмущающей функции производится в течение одного периода частоты прохождения лопаток.

В ходе работы проведена серия вычислительных экспериментов в целях определения влияния угла установки каналов трубчатого направляющего аппарата. Расчеты проводились для условий натурных испытаний на номинальном расходе. В качестве рабочего тела взят жидкий кислород. Параметры расчетной сетки и граничные условия определены так же, как и в главе 3. Создано три варианта геометрии с углами установки каналов 18, 20 и 22 градуса. На рисунке 14 показано сравнение сечений направляющего аппарата, проходящих через середины каналов направляющего аппарата. Синий цвет соответствует направляющему аппарату с углом установки 22 градуса, зелёный – 20, а красный – 18 градусов.

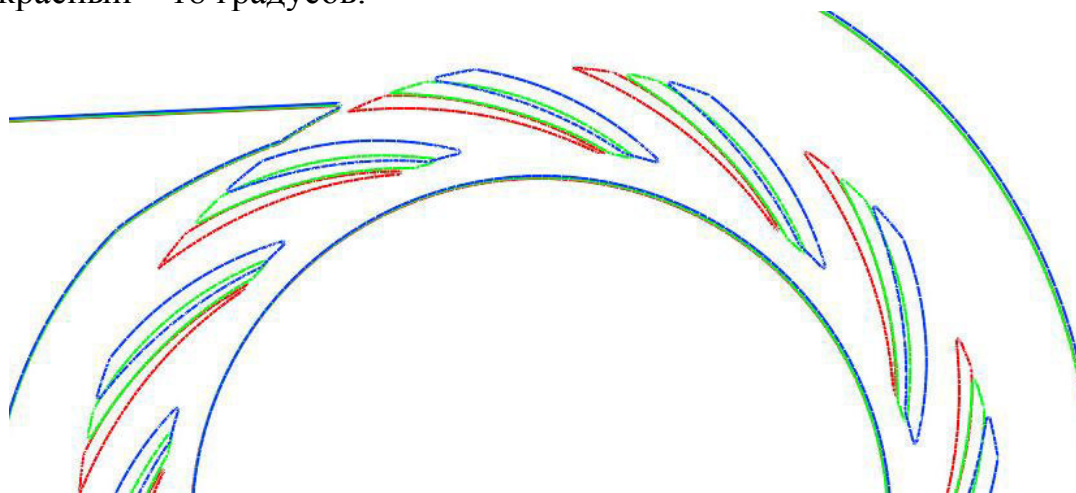


Рисунок 14. Сравнение различных геометрий направляющего аппарата на виде в плане.

По результатам расчётов сделаны оценки энергетических параметров (напора и КПД), а также зафиксированы потери полного давления (разница между полным давлением на выходе из центробежного колеса и на выходе из спирального сборника). Эти данные приведены в таблице 2.

Угол	18	20	22
Напор, дж/кг	55511.09	56043.06	55993.28
КПД	0.813	0.825	0.82
Потери в отводе, кПа	6,29E+06	5,82E+06	5,84E+06

Таблица 2. Сравнение энергетических характеристик различных вариантов отвода.

Полученные значения показывают, что максимальный КПД достигается при угле установки 20 градуса.

В расчётах проведена фиксация пульсаций давления в каналах направляющего аппарата. На рисунке 15 представлены результаты спектрального анализа пульсаций давления в каналах направляющего аппарата.

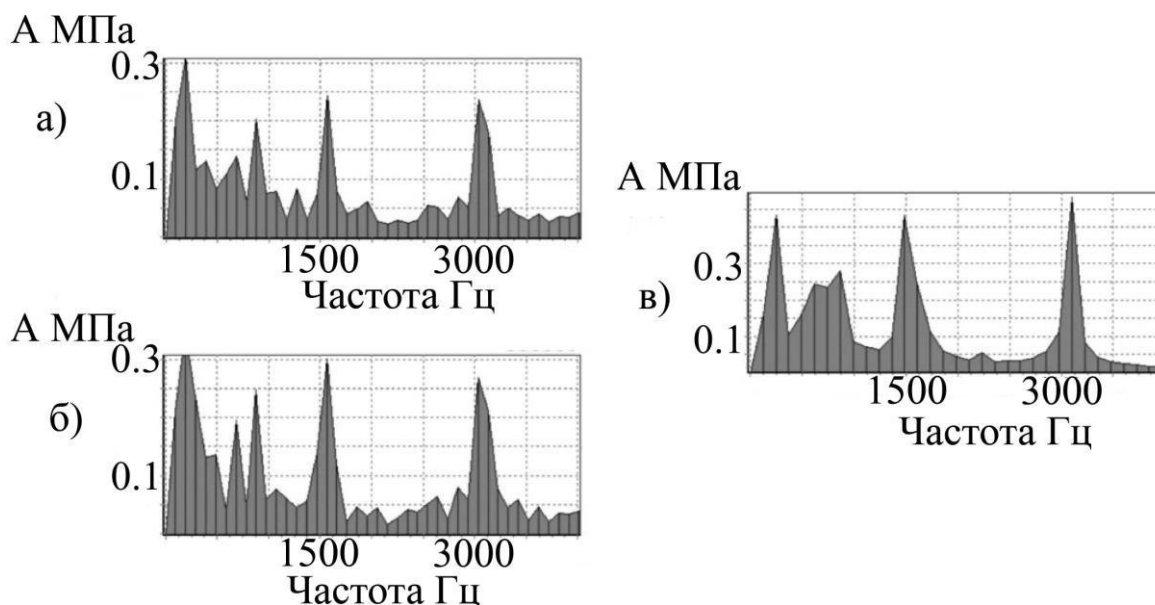


Рисунок 15. Спектр пульсаций давления в каналах направляющего аппарата для разных углов установки. а) угол установки 18° , б) угол установки 20° , в) угол установки 22°

Из данных спектров видно, что для первой (1520Гц) и второй (3040Гц) гармоник ЧСЛ наименьшую амплитуду даёт направляющий аппарат с углом установки канала 18° градусов. Амплитуда пульсаций давления в таком аппарате на 20% ниже чем в направляющем аппарате с углом установки 20° градусов, который является наилучшим по энергетическим параметрам.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Применение акустико-вихревого метода расширено на трехмерные задачи определения пульсаций давления в высокооборотном шнекоцентробежном насосе.

2. Разработана и проверена методика расчета дискретных компонент спектров пульсаций давления в шнекоцентробежном насосе акустико-вихревым методом. Отклонение от экспериментальных данных составляет не более 5 дБ по результатам измерения в разных точках отвода и на выходе насоса.

3. Получено распределение амплитуды дискретных компонент спектра пульсаций давления по длине проточной части отвода шнекоцентробежного насоса. Теоретически подтверждена существенная разница (5 – 10 раз) в амплитуде пульсаций давления на входе в каналы направляющего аппарата по сравнению с выходным сечением насоса.

4. Применение трубчатого направляющего аппарата понижает уровень амплитуды первой гармоники ЧСЛ псевдозвуковых пульсаций в каналах направляющего аппарата в два раза, при этом на выходе насоса эффект снижения составляет 1,6 раза, последнее согласуется с экспериментальными данными.

5. По результатам исследований показано что, в каналах НА относительная амплитуда ЧСЛ составляет от 2.5% до 6% от коэффициента напора насоса, на выходе насоса это соотношение составляет 0.2% до 0.7%;

6. Угол установки канала трубчатого направляющего аппарата влияет на амплитуду пульсаций давления, при этом точка минимума амплитуды не совпадает с максимумом напора и гидравлического КПД.

7. Для повышения точности расчета амплитуды пульсаций давления акустико-вихревым методом необходимо увеличить период осреднения источниковой функции в акустико-вихревом уравнении с переходом на многопроцессорные вычисления.

Основное содержание и результаты диссертационной работы представлены в следующих публикациях:

Публикации в журналах и изданиях, рекомендованных ВАК:

1. Клименко Д.В., Тимушев С.Ф., Федосеев С.Ю. Определение коэффициента начальной кавитации в центробежном насосе методом вычислительного эксперимента. // Вестник РГАТУ 2012. №2. С. 31-33.

2. Клименко Д.В., Тимушев С.Ф., Корчинский В.В. Сравнительный анализ пульсаций давления в вариантах трубчатого направляющего аппарата шнеко-центробежного насоса ЖРД [Электронный ресурс] // Труды МАИ. 2015. №82 http://www.mai.ru/upload/iblock/1f9/klimenko_timushev_korchinskiy_rus.pdf (дата обращения: 20.12.2015).

3. Клименко Д.В., Тимушев С.Ф., Фирсов В.П., Антюхов И.В. Численное моделирование пульсаций давления и нестационарных нагрузок в радиальной турбине турбодетандера [Электронный ресурс] // Труды МАИ. 2015. №82. http://www.mai.ru/upload/iblock/4e3/timushev_klimenko_firsov_antyukhov_rus.pdf (дата обращения: 20.12.2015).

4. Клименко Д.В., Тимушев С.Ф. Расчет пульсаций давления в отводе шнекоцентробежного насоса акустико-вихревым методом. // Вестник Сибирского государственного аэрокосмического университета имени академика М.Ф. Решетнева, 2015. Т. 16. № 4. С. 907-917.

Публикации в других изданиях

1. Клименко Д.В., Тимушев С.Ф., Корчинский В.В., Лотков Н.А. Сравнительный анализ пульсаций давления в вариантах трубчатого направляющего аппарата шнекоцентробежного насоса ЖРД. // Динамика и виброакустика машин: сборник докладов второй международной научно-технической конференции 15-17 сентября 2014 г. – Самара. СГАУ. 2014. С. 224-229.

2. Клименко Д.В., Тимушев С.Ф., Корчинский В.В., Лотков Н.А. Численное исследование вариантов трубчатого направляющего аппарата. // 13-я Международная конференция «Авиация и космонавтика – 2014». 17–21 ноября 2014 года. Москва. Тезисы.–СПб.: Мастерская печати. 2014. С. 236-238.