

На правах рукописи
УДК 621.671

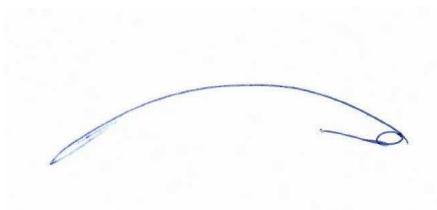
МИХЕЕВ КОНСТАНТИН ГЕННАДЬЕВИЧ

РАЗРАБОТКА МЕТОДА РАСЧЕТА ВИБРОАКТИВНОСТИ
ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

Специальность 2.5.10 Гидравлические машины, вакуумная, компрессорная
техника, гидро- и пневмосистемы

АВТОРЕФЕРАТ

Диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук



Москва – 2023

Диссертационная работа выполнена в Федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана» (национальный исследовательский университет) (МГТУ им. Н.Э. Баумана) на кафедре гидромеханики, гидромашин и гидро-пневмоавтоматики.

Научный руководитель: Ломакин Владимир Олегович
доктор технических наук
МГТУ им. Н.Э. Баумана

Официальные оппоненты: Тимушев Сергей Федорович;
доктор технических наук, профессор кафедры
202 ФГБОУ ВПО "МАИ (НИУ)"

Жарковский Александр Аркадиевич.
доктор технических наук, профессор,
профессор высшей школы энергетического
машиностроения СПбГПУ

Ведущая организация: Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего
образования «Национальный
исследовательский университет «МЭИ»
(ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ»)

Защита состоится « » 2024 г. в ____ на заседании диссертационного
совета 24.2.331.22 при Московском государственном техническом университете им.
Н.Э. Баумана по адресу: 105005, Москва, Лефортовская наб., д.1.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГТУ им. Н.Э. Баумана и
на сайте www.bmstu.ru.

Ваш отзыв на автореферат в 2 экз., заверенных печатью учреждения, просим
направлять по адресу: 105005, Москва, 2-я Бауманская улица, д.5, стр.1 Ученому
секретарю диссертационного совета 24.2.331.22

Автореферат разослан «__» _____ г.

Ученый секретарь
диссертационного совета 24.2.331.22
кандидат физико-математических наук

А.А. Протопопов

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность исследования. Вибрация наряду с коррозией является основным разрушающим фактором многих машин и механизмов, а также технических систем на их основе. Кроме того, низкая виброактивность является главным критерием качества и надежности в определенном классе морской техники и оборудования, для которых нормируется шумовое загрязнение. Актуальность задачи по снижению вибрации подтверждается постоянным ужесточением соответствующих нормативных требований.

Важной, а в некоторых случаях главной, задачей при создании центробежных насосов является борьба с вибрацией корпуса, вызванной источниками колебаний гидродинамического происхождения.

Ранее при проектировании центробежных насосов для учета виброактивности использовались методики, основанные на эмпирических или полуэмпирических данных и зависимостях, полученных на основе многочисленных экспериментов для типовых конструкций. Целью использования данных методик было получение качественной оценки предпочтительности того или иного варианта проточной части насоса. Заключение о влиянии конкретного конструктивного решения можно было получить только с точностью до раздела частот. Спектральный анализ, кроме лопаточных и кавитационных частот, а, соответственно, оптимизация по резонансам конструкции с учетом влияния гидродинамических источников колебаний не проводились.

Современные средства вычислительной гидродинамики позволяют качественно решить множество задач, возникающих при проектировании насосов: расчет гидравлических параметров, повышение энергоэффективности, улучшение массогабаритных характеристик. Методики таких расчетов широко применяются и верифицированы многочисленными экспериментами.

Численный расчет и моделирование гидродинамических процессов с точки зрения виброактивности возможен в стандартных программных комплексах, однако сопряжен с рядом проблем, одной из которых, является малый объем экспериментальных данных и сложность верификации моделей.

Данная работа направлена на разработку метода расчета виброактивности центробежного насоса для последующей оптимизации конструкции по этому критерию, с учетом анализа имеющегося и специально наработанного экспериментального материала для верификации.

Объект исследования. В настоящей работе исследованы гидродинамические источники колебаний, создаваемые проточными частями малошумных, высоконапорных, широкодиапазонных, центробежных насосов.

Исследовано двусторонне акустическое взаимодействие между конструкцией центробежного насоса и жидкостью.

Цель исследования. Целью исследования является создание метода расчета виброшумовых характеристик насосного оборудования и их экспериментальная верификация.

Задачи исследования. Для реализации указанной цели необходимо решить следующие задачи:

1. Разработать математическую модель течения жидкости в насосе, основанную на методах вычислительной гидродинамики, позволяющую рассчитывать виброакустические характеристики.

2. Определить критерии оценки виброакустических характеристик проточных частей.

3. Определить возможность применения сопряжённого метода расчёта для исследования гидродинамических и акустомеханических процессов.

4. Применить разработанную математическую модель и провести оптимизацию конкретных проточных частей.

5. Провести экспериментальное исследование оптимизированных проточных частей.

6. Провести экспериментальное исследование прохождения звуковых волн через электронасос.

Методы исследования. Использовались следующие методы:

1. Математическое моделирование гидродинамических процессов в насосах.

2. Автоматизированное проектирование параметризованных геометрических моделей проточной части.

3. Математические методы решения оптимизационных задач.

4. Экспериментальная верификация результатов численного гидродинамического моделирования.

5. Экспериментальное исследование акустического взаимодействия жидкости и конструкции насоса.

Научная новизна.

1. Создан эффективный метод расчета виброактивности центробежных насосов.

2. Разработана математическая модель и критерии оценки гидродинамических источников вибрации в проточной части насосов.

3. Разработана математическая модель, позволяющая оценивать вибрации и шумы, вызванные кавитационными процессами в проточной части.

4. Установлена зависимость звукоизоляции и звукопоглощения, а также вибрации насоса, от частоты гидродинамического шума.

Практическая ценность. Предлагаемый метод расчета позволяет проектировать проточные части насосов с количественно выражаемым улучшением виброшумовых характеристик во всем диапазоне подач.

Достоверность результатов исследований. По результатам расчетов спроектированы и изготовлены новые рабочие органы исследуемых насосов, проведены испытания на специализированных прецизионных стендах, показана корреляция результатов расчетов и измеренных параметров.

Положения, выносимые на защиту. Метод расчета виброактивности центробежных насосов с целью оптимизации проточных частей насосов по критерию малозшумности.

Апробация работы. Результаты работы обсуждались на конференциях:

- «Гидравлика» (г. Москва, 2019 г.) - Моделирование процесса вибрации проточной части центробежного насоса.
- «Гидравлика» (г. Москва, 2020 г.) – Исследование возможности улучшения виброакустических характеристик насоса путём оптимизации проточной части рабочего колеса.
- «Гидравлика» (г. Москва, 2021 г.) – Исследование возможности оптимизации насосного агрегата для двух режимов работы, отличных от оптимального.
- Научно-практический семинар РАПН «Методы расчёта и проектирования центробежных насосов» (г. Москва, 2022 г.) - Исследование прохождения звуковых волн по жидкостному тракту через электронасос ЦН-2.
- Международная научно-техническая конференция ESCOPUMP-RUS2022 (г. Москва, 2022 г.) - Применение сопряженных методов расчета для оценки виброактивности насосов
- «ВОКОР-2022» – межотраслевая научно-практическая конференция НИИ кораблестроения и вооружения ВМФ ВУНЦ ВМФ «Военно-морская академия» (г. Санкт-Петербург, 2022г.) - Сопряжённые расчеты для моделирования виброактивности электронасосов.
- «ВОКОР-2022» – межотраслевая научно-практическая конференция НИИ кораблестроения и вооружения ВМФ ВУНЦ ВМФ «Военно-морская академия» (г. Санкт-Петербург, 2022г.) - Исследование прохождения звуковых волн по жидкостному тракту электронасоса.

Публикации. Основные результаты диссертационной работы были опубликованы в 5 научных статьях, список которых представлен в конце автореферата. Все статьи опубликованы в изданиях, рекомендованных ВАК РФ.

Личный вклад соискателя. Все исследования, изложенные в диссертационной работе, проведены лично соискателем в процессе научной деятельности.

Внедрение результатов исследования. На основе результатов исследования был модернизирован насосный агрегат ЦН-5 серийно выпускаемый ОАО «НПО «Гидромаш», полученный эффект приведен в работе. В процессе модернизации находится серийно выпускаемый насосный агрегат ЦН-8.

Объем и структура работы. Диссертационная работа состоит из введения, 4 глав, заключения, списка литературы. Основные результаты исследования изложены на 167 страницах, 97 рисунках, 27 таблицах. Список использованной литературы содержит 61 наименование.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении приведены предпосылки для работы, обоснована актуальность исследования.

В первой главе поставлены цели и задачи исследования и проведен обзор существующих литературных источников по проблеме улучшения виброшумовых характеристик динамических насосов.

Многочисленные эксперименты показывают, что значительный, и в большинстве случаев определяющий вклад, в виброактивность современного

насосного агрегата вносят пульсации давления перекачиваемой жидкости различного происхождения – вихреобразование, кавитация, рециркуляция, несимметричность потока.

Необходимо создание оптимизационного алгоритма и метода вычислительной гидродинамики позволяющих свести к минимуму пульсации давления.

Оптимизация осуществлялась путем подбора частоты вращения и поиска наилучшей, с точки зрения виброактивности, конфигурации геометрических параметров проточной части, прежде всего рабочих органов – колес и направляющих аппаратов, причем определение наиболее значимых по влиянию геометрических параметров являлось отдельной задачей данной работы.

Проблемы, возникающие при выполнении поставленных задач.

Главной проблемой оптимизации проточной части по критерию виброактивности агрегата является отсутствие прямой зависимости между пульсациями давления, порождаемыми потоком и формирующей его геометрией рабочих органов, и измеряемой величиной виброактивности на опорных и не опорных связях агрегата – уровня виброускорения, из-за массо-жесткостных характеристик конструкции насоса.

Второй по значимости проблемой является многорежимность насосов, когда наиболее предпочтительная с точки зрения пульсаций давления комбинация параметров для одного режима работы не является оптимальной для другого, что, с учетом значительного количества варьируемых параметров, в разы увеличивает сложность выбора между множеством условно равнозначных вариантов оптимизации.

Третьей по значимости проблемой является отсутствие четких критериев по выбору параметров расчета методами вычислительной гидродинамики, поскольку необходимо искать баланс между трудоёмкостью подготовки- ресурсоемкостью расчетов и точностью результатов, где, например, детализация 3D модели и уменьшение шага расчетной сетки позволяют выявлять пульсации давления от более мелких неоднородностей потока, но увеличивают время построения и длительность вычислений.

Кроме того, необходимо отметить проблемы верификации методики ввиду сложности и стоимости экспериментального подтверждения, поскольку помимо крайне высокой стоимости самих насосных агрегатов, испытания маломощного оборудования предполагают использование высокоточного измерительного оборудования, специальных виброизолированных стендов и работу высококвалифицированного персонала.

Активное исследование виброактивности электронасосов велось с 60-х прошлого века во ВНИИГидромаше - Покровский Б.В., Рубинов В.Я., Зотов Б.Н. и на ряде профильных предприятий. Были проведены обширные исследования источников и физической картины возникновения шума и вибрации, позволившие установить основные зависимости и сформулировать подходы к созданию центробежных насосов с учетом параметра ВШХ (виброшумовые характеристики).

Так на основании экспериментальных данных предложена следующая формула для определения наиболее благоприятных чисел рабочих и направляющих лопаток:

$$\frac{z_1}{z_2} = \frac{m + B}{k}$$

где $B = 0,25 - 0,8$ для $m = 0$ при k (номер гармоники) $= 1$, $B = 0,25 - 0,7$ для всех остальных значений m и k .

Существует ряд работ, посвященных гидродинамическим источникам вибрации насосов ЖРД. В частности, разрабатывается методика численного моделирования трехмерного нестационарного течения рабочей жидкости с определением амплитуды и частоты гидродинамических возмущающих сил. Однако подобные методики направлены прежде всего на снижения пульсаций давления на лопаточных частотах и не учитывают всей полноты физических процессов.

Предпринимаются попытки решения сопряженных задач. Так в одной работе комплексно исследована вибрация морского моноблочного центробежного агрегата. Создана конечно-элементная модель насосного агрегата Рисунок 1.

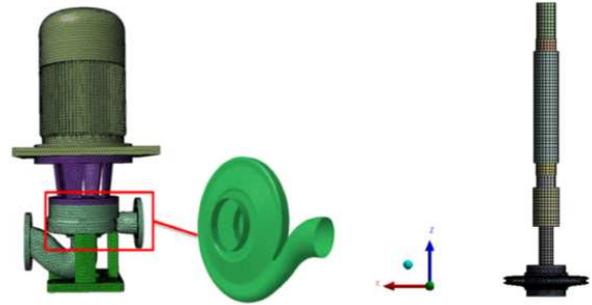


Рисунок 1. Конечно-элементная модель насосного агрегата

Проведен модальный анализ конструкции. Результаты численного

расчета сопоставлены с экспериментальными данными и сделан вывод, что эксперимент имеет хорошую сходимость с результатами расчета до частоты 900 Гц, вопрос кавитации при этом не рассматривался.

Во второй главе описывается математическое моделирование. Получение энергетических характеристик насосов на основе методов вычислительной гидродинамики давно используется на практике при проектировании и оптимизации проточных частей, однако в данной работе исследование нацелено на получении проточных частей насосов с оптимальными виброакустическими свойствами. Поэтому математические модели течения жидкости должны быть дополнены и доработаны для данных целей.

В работе применяется стандартный подход к дискретизации базовых уравнений гидромеханики и их численному решению. По сути, все уравнения переноса физических величин представляются в стандартном виде.

Математически это записывается следующим образом:

$$\frac{\partial(\rho\varphi)}{\partial t} + \nabla(\rho U\varphi) - \nabla(D_\varphi\varphi) = S_\varphi,$$

где $\frac{\partial(\rho\varphi)}{\partial t}$ — изменение некоторой физической величины φ ;

$\nabla(\rho U\varphi)$ — конвективное слагаемое в абстрактном законе сохранения физической величины φ ;

$\nabla(D_\varphi\varphi)$ — диффузное слагаемое в абстрактном законе сохранения физической величины φ ;

S_φ — источниковое слагаемое в абстрактном законе сохранения физической величины φ .

Полученное уравнение интегрируется по элементарному объему для получения дискретных аналогов исходных дифференциальных уравнений.

Применение метода конечных объёмов при численном решении задач конвекции и диффузии (эти процессы представляются определяющими при решении задач гидро и газодинамики) допускает определённую свободу при выборе аппроксимаций между узлами расчётной сетки, что в конечном итоге приводит к получению устойчивой численной схемы решения полученных дискретных аналогов.

Расчетные сетки в данной работе строятся с использованием автоматических сеткогенераторов, предусматривающих использование многогранных ячеек и призматических ячеек вблизи твердых стенок как на Рисунке 2.

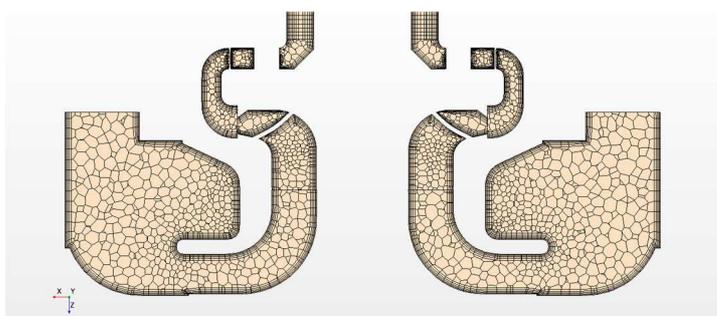


Рисунок 2. Пример построения сетки используемым методом дискретизации

В данной работе применяется два способа анализа вибраций в насосных агрегатах.

При использовании первого метода оценить гидродинамические источники вибраций можно либо измеряя пульсации давления в различных точках проточной части, либо оценивая суммарные усилия, действующие на элементы конструкции насоса от пульсации давления перекачиваемой жидкости.

Второй метод заключается в сопряжённом моделировании жидкого и твёрдого тел. Данный метод позволяет получать более полную картину вибраций насосного агрегата, однако требует и больших вычислительных мощностей. Вибрации, в данном случае, снимаются непосредственно с точки, которая находится на поверхности корпуса.

Важным вопросом при получении виброакустических характеристик насосов является разрешающая способность расчета. Диапазоны частот вибраций на корпусе насоса можно разделить на три условных диапазона: низкие, средние и высокие частоты.

Вибрации на низких частотах (до 100 Гц) возникают вследствие крупномасштабных вихревых структур в проточной части насоса и хорошо поддаются расчету RANS моделями турбулентности.

Вибрации средних частот (100-1000 Гц), кроме лопаточной, уже плохо поддаются расчету и требуют использования очень густых расчетных сеток (десятки миллионов ячеек) и подходов к моделированию турбулентности типа LES и DES.

Вибрации на высоких частотах (более 1000 Гц) уже не поддаются прямому расчету. Их необходимо оценивать по косвенным признакам, например, по значению кинетической энергии турбулентности k . Отдельно стоит отметить, что одной из основных причин наличия вибраций на высоких частотах является кавитация. Борьба с ней позволяет бороться и с вибрациями.

Анализ виброакустических характеристик невозможен без использования спектрального подхода. Т.е. необходимо рассматривать не зависимости давлений, усилий и перемещений от времени, а их спектральные характеристики, полученные методом Фурье.

Если не учитывать постоянную, то самой простой периодической функцией можно считать синусоидальную величину: $A \sin(\omega t + \alpha)$, где ω есть частота, связанная с периодом T соотношением:

$$\omega = \frac{2\pi}{T}$$

Разложение функции в ряд Фурье имеет вид:

$$f(x) = A_0 + \sum_{n=1}^{\infty} A_n \sin(nx + \alpha_n).$$

$$A_n = \frac{2\pi}{T} \int_{-T}^T f(x) \sin n x dx \quad (n = 1, 2, 3, \dots).$$

В связи с тем, что в большей части случаев течение в лопастных насосах является турбулентным, то огромное значение имеет правильный выбор модели турбулентности при численном моделировании.

В данной работе применяется модель $k - \omega$ SST (Shear Stress Treatment), которая объединяет в себе преимущества моделей $k - \omega$ и $k - \varepsilon$. Для расчёта пограничного слоя в модели используются уравнения от модели $k - \omega$, которая крайне хорошо зарекомендовала себя при расчёте пристенных течений. И в тоже время вдали от стенки уравнения трансформируются в уравнения модели $k - \varepsilon$, что помогает убрать основной недостаток модели $k - \omega$ – высокую чувствительность к граничным условиям.

Для численного моделирования течения несжимаемой жидкости внутри лопастной гидромашины применяются следующие уравнения:

- Уравнение неразрывности для несжимаемой жидкости:

$$\frac{\partial V_i}{\partial x_i} = 0,$$

где V_i – осредненные по времени проекции вектора скорости на координатные оси.

- Уравнение сохранения количества движения осредненные по времени (Уравнение Навье-Стокса осредненное по Рейнольдсу):

$$\rho \left(\frac{\partial V_i}{\partial t} + V_j \frac{\partial V_i}{\partial x_j} \right) = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\mu \left(\frac{\partial V_i}{\partial x_j} + \frac{\partial V_j}{\partial x_i} \right) - \rho \langle V_i' V_j' \rangle \right) + F_{mi},$$

где ρ – плотность жидкости, кг/м³;

μ – динамический коэффициент вязкости жидкости, Па·с.

Члены вида $\rho \langle V_i' V_j' \rangle$ имеют название Рейнольдсовых напряжений. Они появляются в уравнениях в результате формальной процедуры осреднения и делают систему уравнений незамкнутой. Вследствие чего, возникает потребность во введении дополнительных допущений и взаимосвязей в исходную систему уравнений.

Одним из основных допущений является принятие гипотезы Буссинеска:

$$-\rho \langle V_i' V_j' \rangle = \mu_t \left(\frac{\partial V_i}{\partial x_j} + \frac{\partial V_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij}$$

Общая совокупность всех новых взаимосвязей и допущений образует модель турбулентности.

Выбор той или иной модели турбулентности всегда является дискуссионным вопросом. Обилие эмпирических коэффициентов в любой модели типа RANS приводит к наличию погрешности расчета связанной с отличием рассчитываемой модели от экспериментального течения для которого были получены соответствующие коэффициенты.

На виброакустические характеристики насоса сильно влияют кавитационные процессы в проточной части. Для расчета кавитационных процессов необходимо использовать многофазные модели расчета течения.

В данной работе используется модель многофазного течения несжимаемой жидкости ($\rho = const$). Численное моделирование основано на решении дискретных аналогов базовых уравнений гидродинамики.

Такой метод применяется для математического моделирования явления кавитации в лопастных гидромашинах, которая, как правило, возникает в местах натекания жидкости на лопапки в рабочем колесе насоса Рисунок 3.

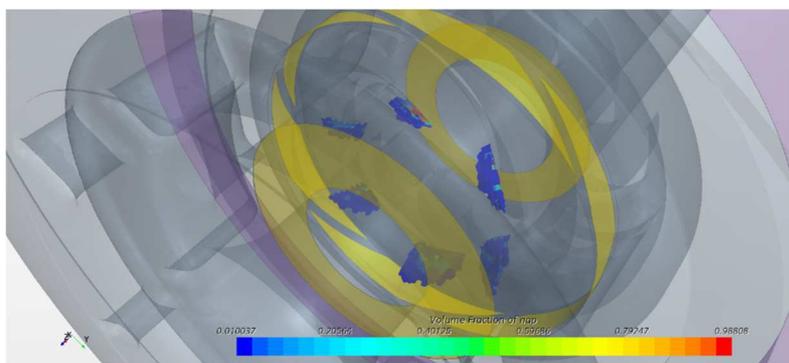


Рисунок 3. Пример моделирования явления кавитации на входе в РК

В работе проведены сопряженные расчеты. Механика твердого тела описывает поведение твердого континуума в ответ на приложенные нагрузки. Приложенные нагрузки включают поверхностные, точечные силы или тепловые нагрузки, возникающие в результате изменения температуры твердого тела. Приложенные нагрузки вызывают поле напряжений в конструкции и могут вызвать смещение конструкции — от начальной недеформированной конфигурации до деформированной конфигурации.

Разобрав математическую модель твёрдого тела, можно рассмотреть методы сопряжённого моделирования твёрдого и жидкого тел (FSI), которые можно разделить на две различные категории - “Односторонние” и “Двусторонние” взаимодействия.

Для расчета выбрано “одностороннее” взаимодействие, где жидкость может оказывать некоторое воздействие на конструкцию, но реакция конструкции на нагрузку жидкости мало влияет на движение жидкости.

В третьей главе представлено применение методики для оптимизации проточной части по критерию виброактивность. Разработаны способы

проектирования проточных частей, включающих решения по снижению лопастных пульсаций, вихреобразований и исключению кавитации. Применялись методы оптимизации для отдельных элементов насоса, чтобы получить наиболее оптимальную проточную часть для его работы в нескольких режимах, а также для уменьшения кавитации на входной кромке рабочего колеса и снижения вибраций на лопаточной частоте, за счёт получения оптимальной геометрии на выходе из РК.

Для снижения вибрации двухмодульного насоса ЦН-8 была оптимизирована проточная часть первого модуля, функционально являющегося отдельным электронасосом Рисунок 4.

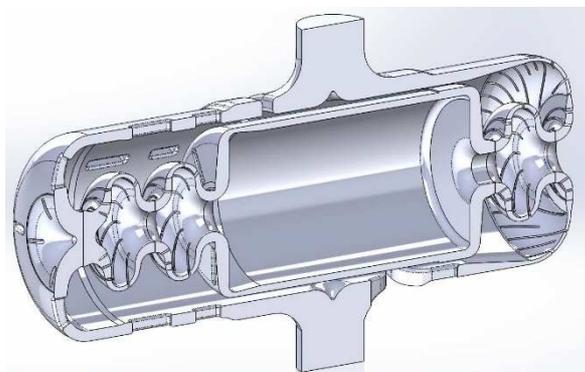


Рисунок 4. 3D-модель первого модуля электронасоса ЦН-8

Насос многорежимный со следующими контрольными точками.

Характеристика	Значение	
	Режим 1	Режим 2
Подача на номинальном режиме, м ³ /час	20	100
Напор, м	215	15
Частота вращения, об/мин	2000	

Моделирование показало обширные зоны вихреобразования, которые являются причиной низкочастотных вибраций Рисунок 5.

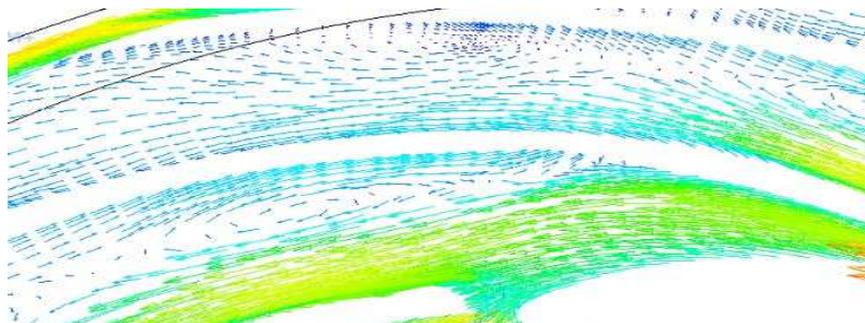


Рисунок 5. Векторное поле относительной скорости в канале рабочего колеса первой ступени первого модуля при подаче 20 м³/ч

Кроме того, значительное влияние оказывают лопаточные частоты. Качественно оценить вибрацию на лопаточных частотах можно по пульсации давления в различных точках проточной части. Были выбраны несколько точек в гидравлическом канале и варьированием положением входной кромки НА получены пульсации давления. Результаты расчета показаны в Таблице 1.

Таблица 1

№ п/п	Величина амплитуды пульсаций давлений, Па в 1-й точке		Величина амплитуды пульсаций давлений, Па во 2-й точке	
	20 м ³ /ч	100 м ³ /ч	20 м ³ /ч	100 м ³ /ч
1	12 817	8 353	9 605	4 353
2	12 766	6 791	4 721,5	1 718
3	8 727,5	5 942	2 327	450
4	6 466	5 426	2 100,5	259

Расчеты показали, что положение входной кромки существенно влияет на амплитуды пульсаций давления. Однако отдаление входа в НА от рабочего колеса понижает КПД насоса, поэтому необходимо искать компромисс между этими критериями.

С целью минимизации вибрации, возникающей из-за нестационарных гидродинамических процессов в проточной части насоса, а также вследствие возникновения кавитации, была оптимизирована проточная часть рабочего колеса первой ступени насоса ЦН-5 Рисунок 6.

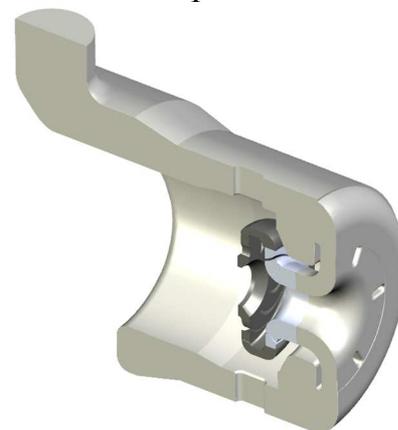


Рисунок 6. Исходная модель проточной части

Определены четыре целевых критерия оптимизации (максимальный КПД и виброшумовой критерий – амплитуда пульсаций давления для двух режимов работы) и два ограничивающих (напоры).

В качестве метода оптимизации был выбран метод исследования пространства параметров с применением ЛП-тау последовательностей. Он обладает преимуществом стохастического метода в смысле способности к поиску глобального минимума функции и при этом очень гибок при выборе количества расчётных точек. Это количество определяется исследователем исходя из его вычислительных ресурсов. В зоне ожидаемого оптимума дополнительно проводился направленный поиск методом градиентного спуска.

На Рисунке 7 показаны этапы оптимизационного цикла для получения оптимальной ВШХ с сохранением напора и КПД.

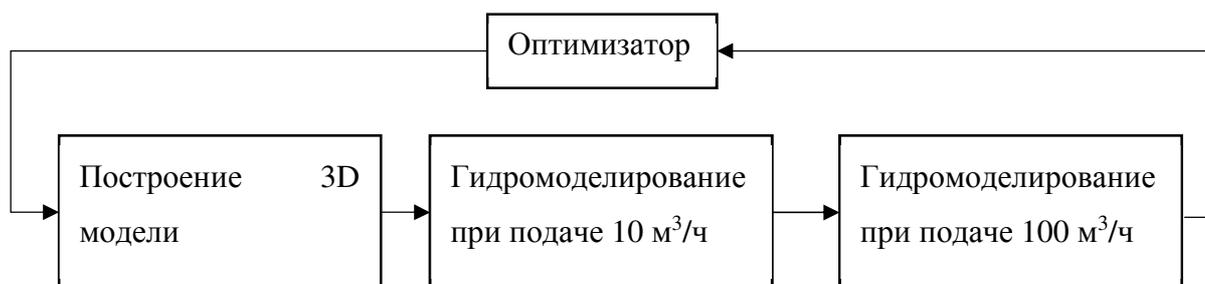


Рисунок 7. Схема процесса оптимизации

По результатам оптимизации была получена финальная модель проточной части исходя из выбранных параметров, значения которых представлены в Таблице 2.

Таблица 2

Параметр	Значение
угол лопасти на выходе $\beta_{2л}, ^\circ$	27,2
угол охвата лопасти по ведущему диску $\varphi_1, ^\circ$	100
угол охвата лопасти по ведомому диску $\varphi_2, ^\circ$	64,6
ширина проточной части на выходе $b_2, \text{мм}$	16,2

При подаче 10 м³/ч величина расчётного напора составила 30,9 м, КПД гидравлический – 17,2 %, виброшумовой критерий – 0,0024; при подаче 100 м³/ч величина расчётного напора составила 20,3 м, КПД гидравлический – 64,9 %, виброшумовой критерий – 0,03. Основное влияние на виброшум оказала «косая» кромка лопасти на выходе, возникшая из-за большой разницы углов охвата лопасти по крайним поверхностям тока.

Для расчёта кавитации использовалась модель Шнерра-Сауэра, которая основана на приведённом уравнении Рэля-Плессета и пренебрегает влиянием ускорения роста пузырьков, вязкостных эффектов и эффектов поверхностного натяжения. Данная модель подключалась к настроенному для оптимизации расчёту. Вход на лопасть был смещён в самое широкое место

меридионального сечения, угол на входе скорректирован до 1° по ведущему диску и до 6° по покрывному. Так же на финальном этапе работы было увеличено до семи количество лопастей в рабочем колесе, так как в оригинальном колесе это значение было кратно количеству каналов в направляющем аппарате. В результате удалось значительно снизить кавитацию на входной кромке лопасти на требуемых режимах работы насоса, что видно на Рисунке 8.

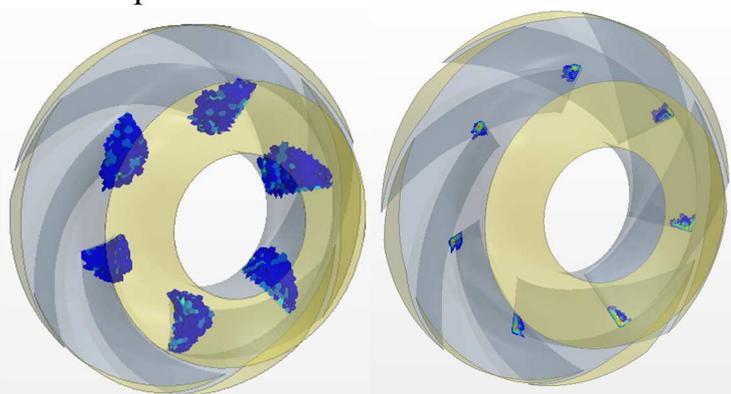


Рисунок 8. Кавитация до и после оптимизации при подаче 100 м³/ч и 50 кПа на входе

Была проверена возможность применения сопряжённого метода расчёта для получения спектральной диаграммы амплитуд вибраций насоса ЦНС 45-180 для последующего её анализа. Целью расчёта являлось получение вибраций корпуса от гидродинамических сил неравномерного потока рабочей жидкости в проточной камере насоса (лопаточные частоты). Была построена 3D модель расчетной части и разбита на ячейки, Рисунок 9.

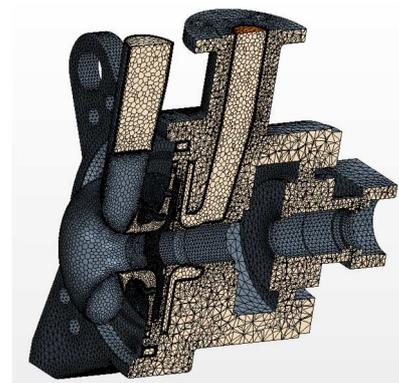


Рисунок 9. Сетка расчётной модели

Численный расчёт вибраций производится для двух вариантов колёс: прямой профиль лопасти на выходе и удлинённый по ведущему диску охват лопасти (косой профиль), Рисунок 10.

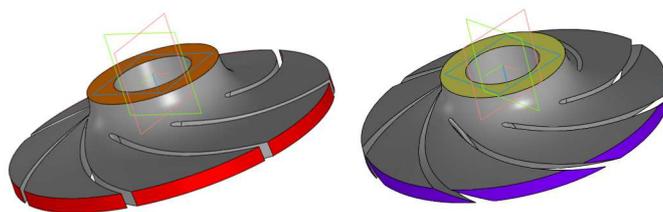


Рисунок 10. Колеса с прямой кромкой выхода и с косой кромкой выхода

Для ускорения расчётного процесса из всего корпуса насоса моделировались только последний проставок с местом под подшипник. Остальные детали насоса заменены эквивалентными нагрузками.

Вибрации измерялись у гнезда подшипника и анализировались на предмет их изменений в случае рабочего колеса с косой кромкой на выходе. Результаты моделирования сведены в Таблицу 3.

Таблица 3

	Прямой выход лопасти			Косой выход лопасти		
	2,5	7,5	12,5	2,5	7,5	12,5
G , кг/сек	2,5	7,5	12,5	2,5	7,5	12,5
H , м	51	50,5	46,5	49	47,5	45,3
η , %	39	63	70,5	37,1	64	68
M , Н * м	9,4	18,9	26,5	9,25	17,46	24,7
A , мкм (350 Гц)	0,356	0,339	0,299	0,213	0,302	0,191

Сделан вывод, что применение лопасти с разной угловой длиной на ведущем и ведомом дисках способствует снижению вибраций до 40% по сравнению с обычной лопастью в рабочем колесе.

В четвертой главе приведены описания и результаты экспериментов, включающие сравнение результатов замеров ВХШ насосов с исходными и оптимизированными геометриями рабочих органов, кроме того, проведено исследование прохождения звуковых волн через электронасос ЦН-2. Испытания ЦН-

2, Рисунок 11, проводилось с целью выяснения является ли последняя ступень многоступенчатого насоса основным источником гидродинамического шума (ГДШ) в нагнетательном тракте (или первая ступень во всасывающем тракте), либо в формировании ГДШ в той или иной степени участвуют все ступени.

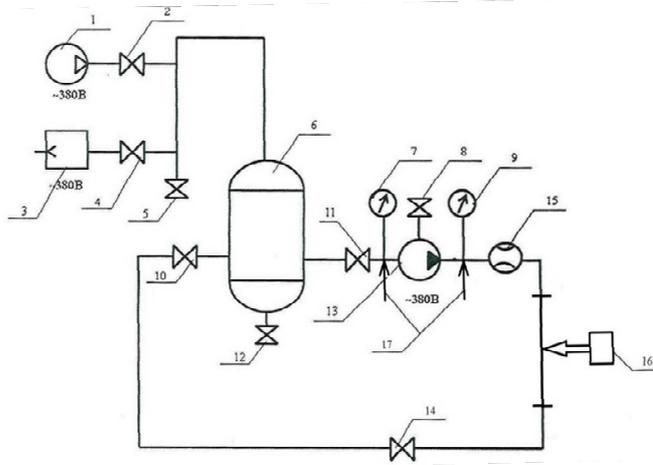


Рисунок 11. Фотография и схема стенда для измерения звукового сопротивления насосного агрегата.

Исследованиям подвергались 2 сборки: штатная сборка насоса и насос с демонтированным рабочим колесом 1-ой ступени и пластмассовой шайбой, установленной вместо направляющего аппарата 1-ой ступени. Во всех вариантах был гарантирован бескавитационный режим работы.

Монохроматический сигнал, возбуждаемый вибростендом поз. 16, проходил по воде, заполняющей линию нагнетания, и регистрировался гидрофонами поз. 17, расположенными в патрубках нагнетания и всасывания. Разность показаний указанных гидрофонов позволяла судить о звукоизолирующих свойствах исследуемого насоса. Также дополнительно проводились замеры вибрации насоса, возбуждаемой вибростендом поз. 16. Уровни вибрации замерялись на патрубках всасывания и нагнетания, а также на корпусе насоса. Полученные спектрограммы подобные Рисунку 12 позволили сделать ряд выводов.

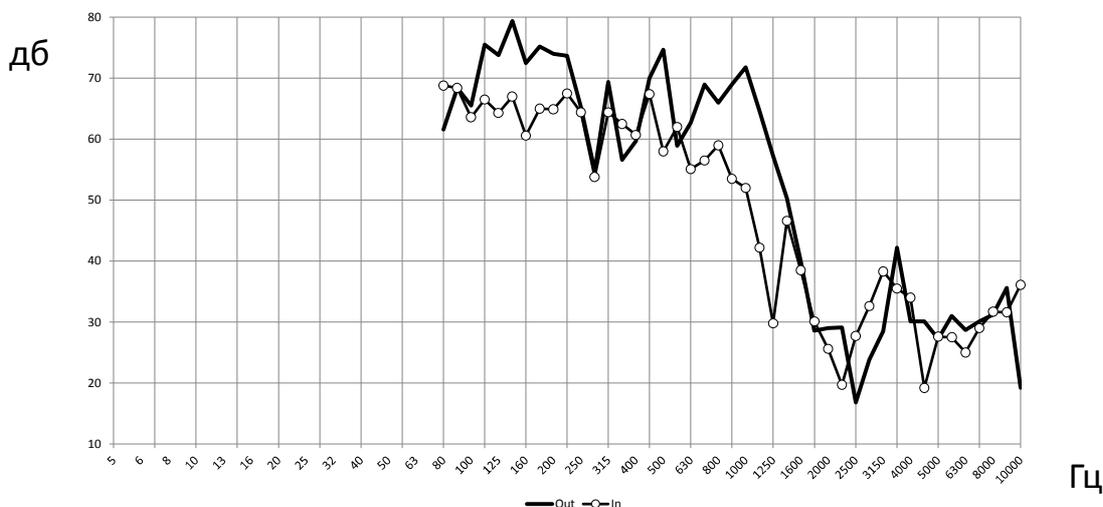


Рисунок 12. Штатная сборка. Уровни ГДШ при совместной работе насоса и излучателя

Принципиальных различий между перепадами уровней ГДШ при штатной сборке насоса и сборке насоса с демонтированным колесом 1-ой ступени, - не зафиксировано.

Проведенные исследования показали, что перепад уровней ГДШ при совместной работе насоса и вспомогательного излучателя может варьироваться в широких пределах от -12 до 23 дБ. При этом обнаруживаются 2 зоны звукоизоляции:

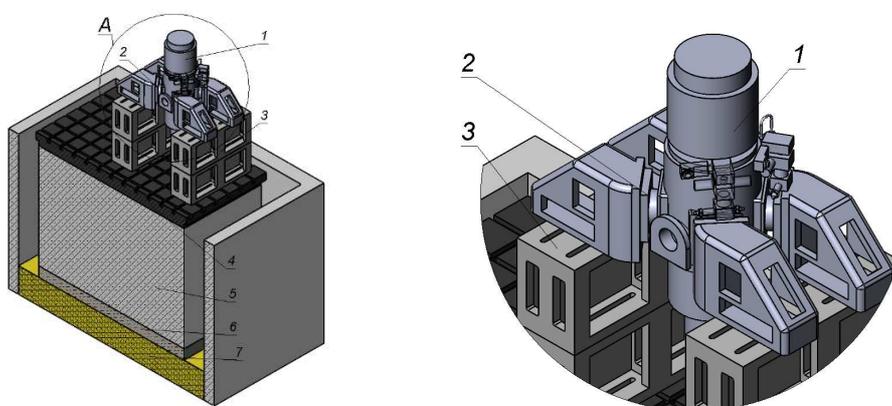
- частотный диапазон 125...250 Гц, где перепад ГДШ «нагнетание – всасывание» достигает 10 дБ;
- частотный диапазон 500-2000 Гц, где перепад ГДШ «нагнетание – всасывание» достигает 20 дБ.

«Акустическая прозрачность» насоса в частотном диапазоне, лежащем выше 2000 Гц может быть обусловлена резонансами, возникающими в проточной части насоса. Длины волн на этих частотах составляют 0,6 м – 0,3 м, что коррелирует с размерами самого насоса ЦН-2.

Показано, что при работе вспомогательного излучателя характер спектра уровней вибраций схож с характером спектра ГДШ.

Показано, что отсутствие одной из двух ступеней неоднозначно повлияло на звукоизолирующие свойства насоса. Кроме того, нельзя сделать однозначных выводов о влиянии рабочего процесса насоса на изменение его звукоизолирующих свойств.

Испытания насоса ЦН-5 проводились на виброизолированном стенде, представленном на Рисунке 13.



Поз.	Наименование	Поз.	Наименование
1	Электронасос	5	Фундаментный массив
2	Амортизационный блок	6	Войлочная прокладка
3	Опорные конструкции	7	Прослойка песка
4	Монтажная плита		

Рисунок 13. Схема виброизолированного стенда.

Этапу испытаний оптимизированного колеса из штатного материала предшествовали испытания прототипа из пластика, полученного методом 3D печати Рисунок 14.



Рисунок 14. Фотография штатного и оптимизированного макетного колеса первой ступени.

Испытания показали полную сходимость по энергетическим характеристикам и очень близкое подобие виброакустических характеристик агрегата с колесом из пластика и титанового сплава.

Полученные спектрограммы вибрации со штатным и оптимизированным колесами первой ступени, при различных параметрах подтверждают корректность выбранного подхода по оптимизации. На Рисунках 15 и 16 показана вибрация по оси X. Спектр частот разбит на 3 области: низкочастотная 5-63 Гц, среднечастотная 63-800 Гц, высокочастотная 800-10000 Гц.

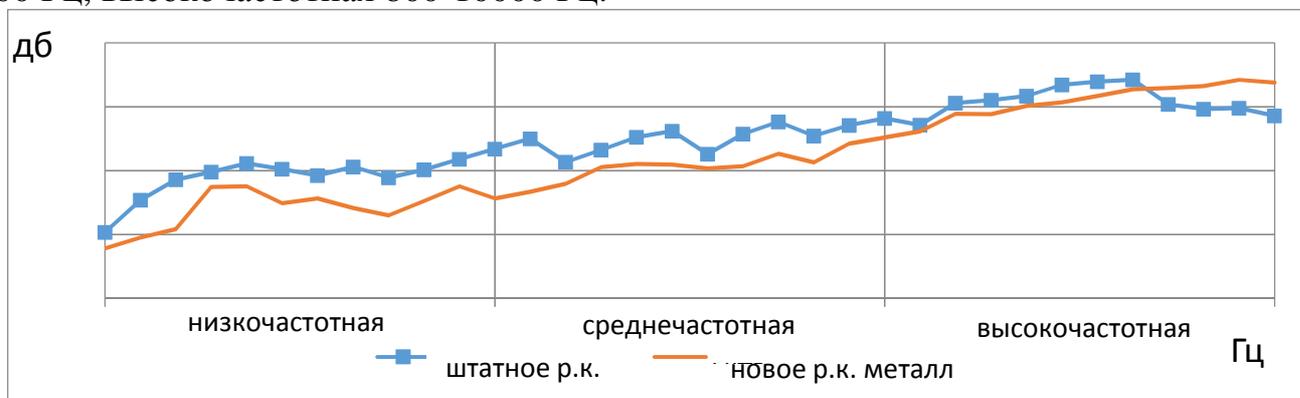


Рисунок 15. Вибрация при $n=3000$ об/мин, $R_{вх} = -5$ м, $Q=10$ м³/ч.

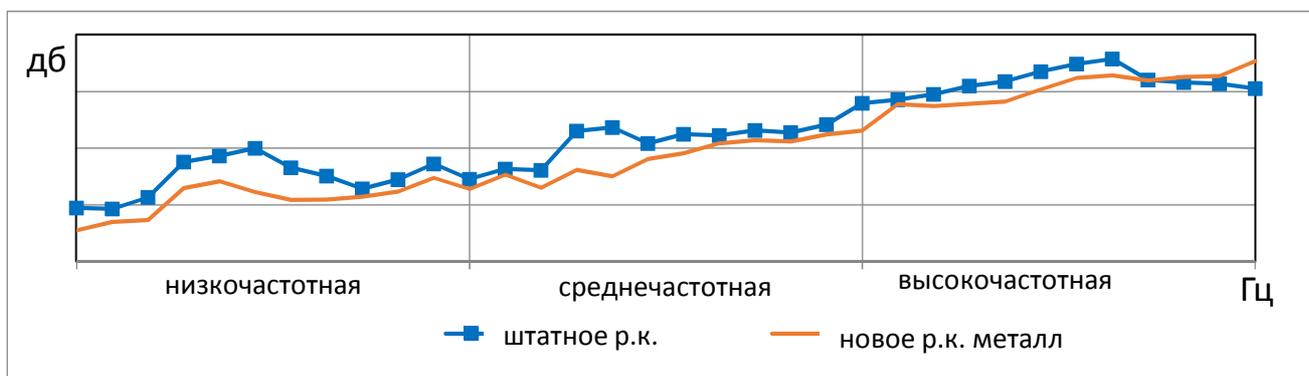


Рисунок 16. Вибрация при $n=2700$ об/мин, $R_{вх} = -3$ м, $H=105$ м.

Испытания насоса ЦН-8 проводились на специализированном стенде, в соответствии с методиками МКШС-81 и МКГШО-96К. Полученные спектрограммы вибрации с разными вариантами геометрии рабочих органов первого модуля, при различных параметрах подтверждают корректность выбранного подхода по оптимизации. На Рисунке 17 показана вибрация по оси X. При математическом моделировании проточных частей этих конструкций были получены такие же результаты, что видно из Рисунка 18.

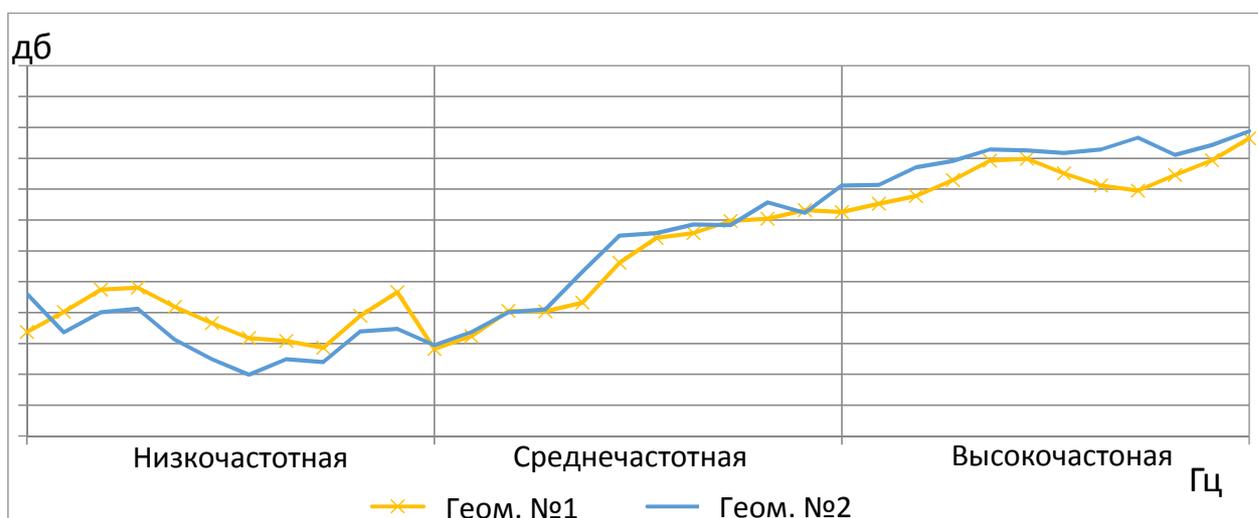


Рисунок 17. Вибрация при $R_{вх} = -3$, $R_{вых} = 209,6$, $Q = 20,3 \text{ м}^3/\text{ч}$, $n_1 = 2232 \text{ об/мин}$, $n_2 = 2760 \text{ об/мин}$.

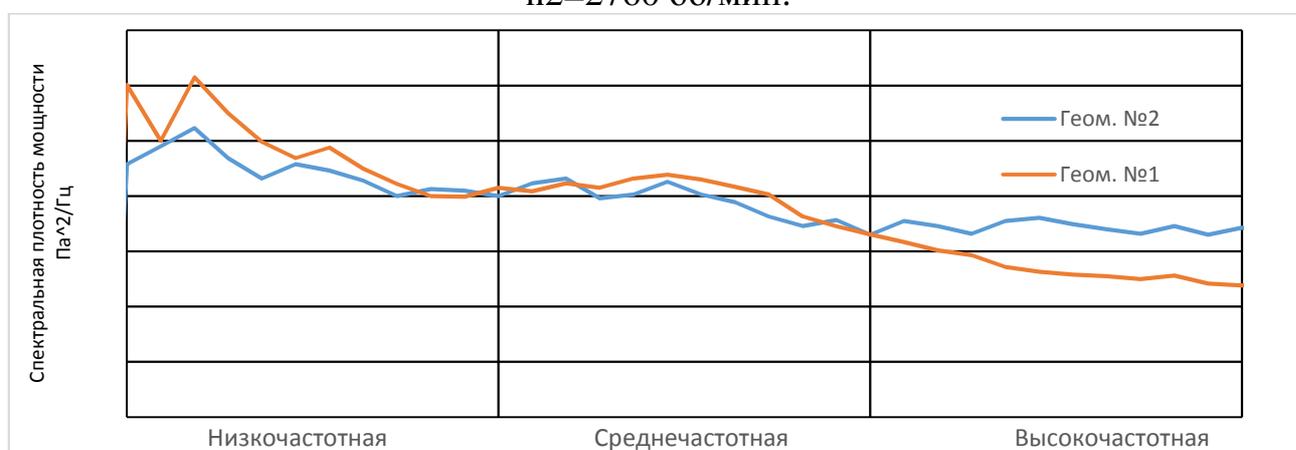


Рисунок 18. Вибрации при гидродинамическом моделировании.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ И ВЫВОДЫ

В результате проведённых исследований:

- 1) Создан эффективный метод расчета виброактивности центробежных насосов.
- 2) Разработана математическая модель, основанная на методах вычислительной гидродинамики, позволяющая рассчитывать виброакустические характеристики насосов.
- 3) Определены критерии оценки виброакустических характеристик проточных частей.
- 4) Показана возможность применения сопряжённого метода расчёта для исследования гидродинамических и акустомеханических процессов.
- 5) По разработанной модели проведены оптимизация конкретных проточных частей и верифицирующие эксперименты.
- 6) Проведено экспериментальное исследование прохождения звуковых волн через электронасос.
- 7) По результатам проведенного исследования модернизирован серийно выпускаемый насосный агрегат ЦН-5 и ведется модернизация серийно выпускаемого электронасоса ЦН-8.

СПИСОК РАБОТ, ОПУБЛИКОВАННЫХ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

- 1) Исследование возможности оптимизации насосного агрегата для двух режимов работы отличных от оптимального / Михеев К. Г. [и др.] // Известия МГТУ МАМИ. 2022 Т. 16, № 1. С. 29-37. (0,9 п.л./0,45 п.л.)
- 2) Исследование прохождения звуковых волн по жидкостному тракту через электронасос ЦН-2 / Михеев К. Г. [и др.] // Известия МГТУ МАМИ. 2022 Т. 16, № 2. С. 149-159. (0,75 п.л./0,6 п.л.)
- 3) Исследование возможности моделирования вибраций корпуса насоса из-за воздействия нестационарных гидродинамических сил / Михеев К. Г. [и др.] // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2022 #12(753). С.107-115. (0,9 п.л./0,45 п.л.)
- 4) Михеев К. Г. Моделирование процесса вибрации проточной части центробежного насоса // Наука и бизнес: пути развития. 2022 № 5(131). С. 139-142. EDN KHRZAO. (0,5 п.л./0,5 п.л.)
- 5) Михеев К. Г., Веселов А. А. Исследование возможности улучшения виброакустических характеристик насоса путём оптимизации проточной части рабочего колеса // Инновации и инвестиции. 2021 № 6. С. 125-129. EDN ZZVDMM. (0,9 п.л./0,45 п.л.)