

**М. С. ГАСПАРОВ, А. Н. КРЮЧКОВ, Е. В. ШАХМАТОВ, В. П. ШОРИН, А. Б. ПРОКОФЬЕВ,
Г. О. БЕЛОВ**

ГИДРОДИНАМИКА И ВИБРОАКУСТИКА КОМБИНИРОВАННЫХ НАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ

Самара, 2009

([Далее](#))



СОДЕРЖАНИЕ

[Введение](#)

[Глава 1. Обзор работ в области гидродинамики и виброакустики шестеренных, лопастных и комбинированных насосов](#)

[Глава 2. Моделирование гидродинамических и виброакустических процессов в комбинированных насосных агрегатах](#)

[Глава 3. Экспериментальное исследование динамических процессов в насосном агрегате](#)

[Глава 4. Исследования влияния кавитационных процессов на внутренние и внешние акустические характеристики насосного агрегата](#)

[Приложение](#)

[Список использованных источников](#)

ВВЕДЕНИЕ

Надежность систем топливопитания авиационных двигателей в значительной степени определяется работоспособностью насосных агрегатов. Неравномерность подачи вызывает пульсации давления, которые распространяются по напорной и всасывающей магистралям и являются одним из основных факторов, дестабилизирующих нормальную работу гидравлических систем. Качающие узлы основных топливных насосов являются, с одной стороны, основными источниками колебаний давления и вибраций в системах и, с другой стороны, сами испытывают значительные динамические перегрузки.

Важной особенностью динамических процессов, протекающих в топливных системах двигателей, предназначенных для высотных летательных аппаратов, является, как правило, наличие кавитационных процессов. Поэтому в этих системах применяются комбинированные насосные агрегаты, включающие основной качающий узел и подкачивающую ступень. Проблема работоспособности насосных агрегатов обостряется в связи с необходимостью обеспечения высокого давления и широких потребных расходов топлива. В связи с этим наиболее часто в качестве основных применяют шестеренные качающие узлы.

Большую часть в эксплуатации занимают двухблочные шестеренные насосы с подкачивающей центробежной ступенью и шестеренные насосы со шнекоцентробежной ступенью.

Проблема повышенных динамических нагрузок у двухблочных шестеренных насосов может быть решена с помощью установки качающих узлов относительно друг друга таким образом, чтобы начало зацепления одной пары зубьев соответствовало моменту прохождения точки зацепления второй пары через полюс [80].

Важное значение в насосных агрегатах, содержащих шнекоцентробежную (ШЦС) и шестеренную ступени (ШС) имеет динамическое взаимодействие ступеней. Исследованию этих процессов посвящен данный учебник.

Учебник подготовлен по итогам исследований, выполненных на кафедре «Автоматические системы энергетических установок» Самарского государственного аэрокосмического университета.

В первой главе проведен анализ источников пульсаций шестеренных и шнекоцентробежных насосов и анализ работы комбинированных насосных агрегатов в составе топливной системы. Представлены работы по исследованию комбинированных насосных агрегатов.

Проанализированы основные факторы, влияющие на амплитуду и характер изменения пульсаций давления рабочей среды шестеренного насоса с внешним зацеплением. Показаны достоинства и недостатки рассмотренных математических моделей насосов. На

основании проведённого анализа в первой главе диссертации сформулированы цель и задачи исследований.

Во второй главе разработана модель взаимодействия вихревых возмущений в шнекоцентробежной ступени (ШЦС) с колеблющимися лопастями шнека с учетом влияния гидродинамических процессов в шестеренной ступени (ШС). Исходными данными в данной модели являются структура течения в ШЦС, собственные частоты шнека и полигармонические колебания ШС. Структура течения в ШЦС рассчитывается с помощью метода контрольных объемов с использованием пакета Star-CD. Собственные частоты шнека определяются с помощью метода конечных элементов в программе Ansys. Разработана виброакустическая модель шестеренного насоса, учитывающая конструкцию подпятников.

В третьей главе описаны результаты исследований динамических процессов в комбинированном топливном насосе на стендовом оборудовании, имитирующем штатную систему топливопитания авиационного двигателя. Проводились измерения пульсаций давления, виброускорения в широком диапазоне изменения расхода и давления на выходе насоса. В результате установлено, что вибронегрузение насоса носит высокочастотный (свыше 2500 Гц) характер и обусловлено совпадением собственных частот лопастей шнека с частотами колебаний, возбуждаемых шестеренной ступенью и срывом концевых вихрей с лопасти шнека.

В четвертой главе исследовано влияние кавитации в ШС на пульсации давления с помощью спектрально-корреляционного и вейвлет анализа. Исследовано внешнее акустическое поле насоса методом интенсиметрии и показана связь с пульсациями рабочей среды. Произведена оценка возможности применения интенсиметрии в исследовании акустических полей и диагностирования насосов с помощью цифрового спекл-интерферометра.

1. ОБЗОР РАБОТ В ОБЛАСТИ ГИДРОДИНАМИКИ И ВИБРОАКУСТИКИ ШЕСТЕРЕННЫХ, ЛОПАСТНЫХ И КОМБИНИРОВАННЫХ НАСОСОВ

1.1. АНАЛИЗ РАБОТЫ КОМБИНИРОВАННОГО НАСОСНОГО АГРЕГАТА.

Отличительной особенностью рассматриваемых систем топливопитания авиационных двигателей с комбинированными насосными агрегатами является то, что как на форсажном, так и на бесфорсажных режимах работы все топливо, потребляемое двигателем, прокачивается через шнекоцентробежную ступень указанных насосов. При изменении режима двигателя от «малого газа» до полного форсажа у двигателя серии НК, частота вращения ротора двигателя, и соответственно частота вращения ротора агрегата меняется примерно в 1,4 раза, в то время как расход топлива увеличивается более чем в 40 раз. Качающие узлы насосов являются с одной стороны основными источниками колебаний, а с другой стороны, сами испытывают значительные динамические нагрузки.

Серьезной проблемой для топливной системы является износ рабочего торца графитового подшипника ШЦС (рисунок 1.1). Несмотря на то, что узел подшипника спроектирован с невысокими значениями контактного давления фрикционных пар, в процессе эксплуатации происходит ускоренный износ рабочего торца подшипника, на его поверхности образуются сколы и трещины, что, скорее всего, является результатом динамических нагрузок на указанный узел.



Рисунок 1.1. Ротор шнекоцентробежной ступени

Рассмотрим конструкцию комбинированных насосных агрегатов (рисунок 1.2). Шестеренная и центробежная ступени расположены на одной оси и соединены между собой посредством шлицевого

соединения и упругой муфты. Привод насоса осуществляется от вала каскада высокого давления двигателя через редуктор. Шнековый подкачивающий насос расположен на валу центробежной ступени. Опорой этого вала служит упорный графитовый подшипник.

Большая группа гипотез о причинах разрушения подшипника связана с динамическими процессами в рабочей жидкости в насосном агрегате и подводящих трубопроводах, протекающими в процессе работы насоса. Одна из таких гипотез определяется переходными процессами, связанными с изменением режимов работы агрегата.

Так, было высказано предположение о том, что резкое закрытие стоп-крана при останове двигателя с режима малого газа может привести к возникновению гидроудара в топливных магистралях, который, взаимодействуя с обратным клапаном на входе в насос, может, в свою очередь, привести к ударным нагрузкам на торец подшипника. Проведенные исследования показали, что при штатной конфигурации системы закрытие стоп-крана за время $t=0,01$ с не приводит к увеличению ударных нагрузок на подшипник. Тем не менее, при таком времени закрытия стоп-крана, энергии, запасенной в ударной волне, недостаточно для того, чтобы произошел отрыв ротора насоса от торца подшипника.

Другой гипотезой появления дефекта в насосе было неблагоприятное распределение статических давлений в полостях агрегата. Расчет статических давлений является одной из основных задач при проектировании гидравлических агрегатов, поэтому в конструкции первоначально было заложено такое распределение давлений, которое обеспечивало бы постановку вала шнекоцентробежной ступени на упор в графитовый подшипник на расчетных режимах работы насоса. Однако на переходных режимах амплитуда осевой силы, действующей на ротор шнекоцентробежной ступени, может превышать статическое давление, что может приводить к возникновению ударных нагрузок, действующих на графитовый подшипник. При выявлении рассматриваемого дефекта были приняты дополнительные меры по перераспределению статических давлений в агрегате с целью постановки вала на упор. Однако проведенные мероприятия не привели к устранению дефекта.

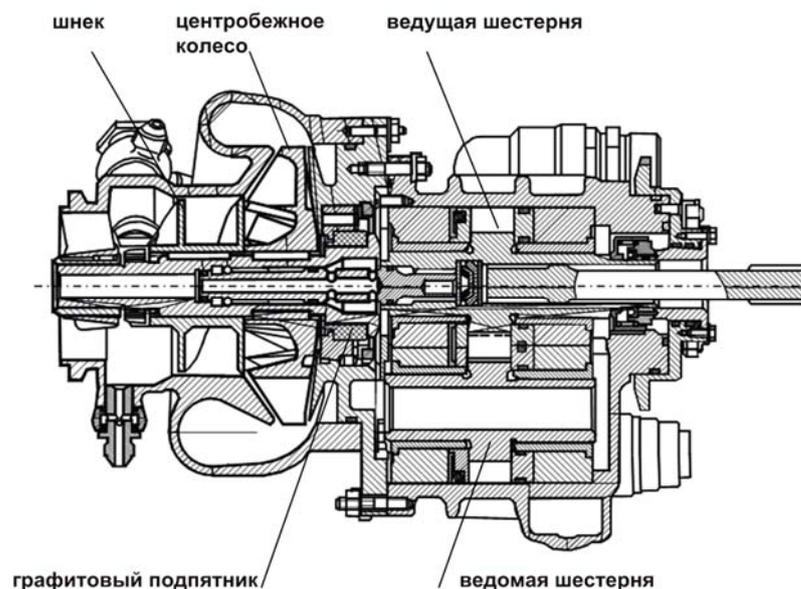


Рисунок 1.2. Комбинированный насосный агрегат

В результате экспериментального исследования пульсаций давления рабочей жидкости на выходе шестеренной ступени насоса было установлено, что наибольший вклад в энергетику пульсаций давления вносит, как правило, гармоника, обусловленная работой шестеренной ступени (зубцовая частота) [80, 87, 88].

Имела место гипотеза о возможности возникновения резонансных явлений при сложении колебаний зубцовой (лопаточной) частоты, генерируемых центробежной и шестеренной ступенями. С целью отстройки от возможного резонанса было установлено новое центробежное колесо с 9 лопатками и проведены дополнительные исследования. Однако они не выявили существенного изменения пульсационной картины. По-прежнему, основной составляющей спектра пульсаций оставалась зубцовая гармоника, амплитуда которой изменилась незначительно. Таким образом, была опровергнута гипотеза о резонансном усилении колебаний вследствие совпадения числа лопаток центробежного колеса и зубьев шестерни.

Было высказано предположение о проникновении колебаний давления зубцовой частоты на вход шнекового преднасоса, распространении их вверх по потоку во входной магистрали, отражении от обратного клапана, установленного на расстоянии примерно 1 м от входа насосного агрегата, и формировании стоячей волны на зубцовой частоте.

Проводимые исследования до 1992 года регистрировали параметры с верхней частотой 2 кГц. В исследованиях с частотным диапазоном до 5 кГц было выявлено, что основной вклад в вибрацию вносят высокочастотные составляющие свыше 3 кГц [89]. Однако определить источник нагружения не удалось.

1.2. АНАЛИЗ СРЕДСТВ КОРРЕКЦИИ ДИНАМИЧЕСКИХ И КАВИТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ШЕСТЕРЕННЫХ И ШНЕКОЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

1.2.1. ОБЗОР РАБОТ ПО ШЕСТЕРЕННЫМ НАСОСАМ

Проведенный анализ позволяет выделить основные факторы, влияющие на колебания гидромеханических параметров в шестеренном насосе с внешним зацеплением: явление запирания жидкости в межзубовом пространстве, процесс выравнивания давления между двумя полостями при перемещении межзубовой впадины из переходной зоны в полость нагнетания; утечки жидкости по линии контакта зубьев двух шестерен, обусловленные погрешностью изготовления; радиальные и торцевые утечки жидкости из полости нагнетания в полость всасывания; процесс изменения во времени зацепления зубьев.

Так как компрессия жидкости ухудшает работу насоса, то прибегают к разгрузке защемленного объема при помощи перепускных разгрузочных канавок небольшой глубины, выполненных в боковых стенках корпуса или крышках насоса. Перепускные канавки располагаются таким образом, чтобы запертое межзубовое пространство сообщалось с зоной нагнетания лишь при уменьшении своего объема, а при увеличении его связывалось с зоной всасывания для предотвращения кавитации.

В работе [1] рассмотрен блок питания гидравлической системы, содержащий шестеренный насос и подкачивающую ступень (рисунок 1.3). На подпятниках в зоне заполнения выполнены углубления с возможностью их соединения с впадинами зубьев. Данные углубления сообщены с гидролинией всасывания до подкачивающей ступени. Такое выполнение блока питания позволяет повысить его кавитационные запасы, исключить размыв рабочих торцов подпятников, тем самым повысить надежность и долговечность качающего узла и увеличить гидравлический КПД насоса путем более полного заполнения жидкостью межзубового пространства.

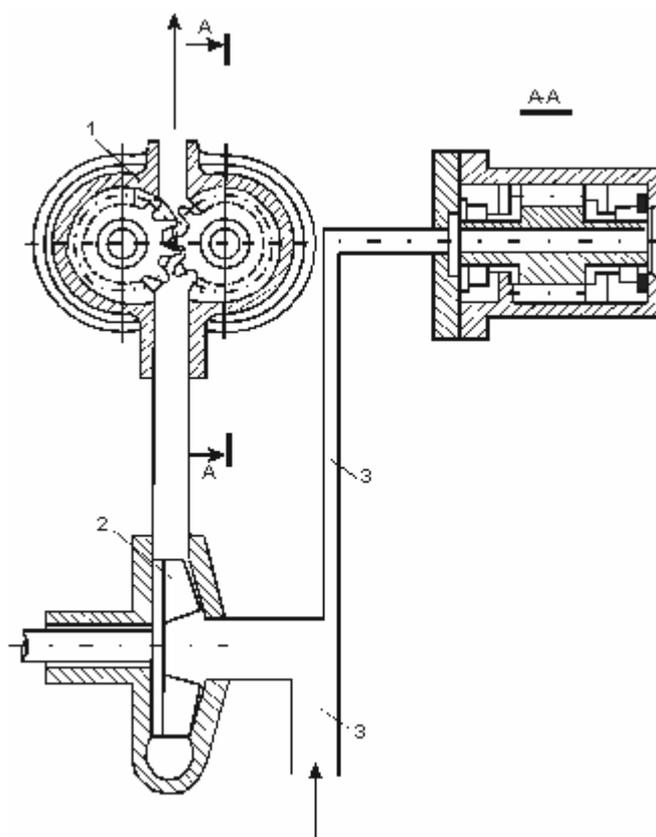


Рисунок 1.3. Блок питания гидравлической системы: 1 – шестеренный насос, 2 – подкачивающий насос, 3 – линия разгрузки из запертого объема шестеренного насоса на вход подкачивающей ступени.

1.2.2. ОБЗОР РАБОТ ПО ШНЕКОЦЕНТРОБЕЖНЫМ НАСОСАМ

Установка на входе предвключенного осевого колеса (шнека) является одним из наиболее распространенных способов улучшения кавитационных качеств центробежных насосов. Для насосов, работающих в широком диапазоне подач и имеющих высокие требования по первому и второму критическому режиму по кавитации, применяют шнеки с постоянным и переменным шагом лопастей. Такие шнеки на расчетном режиме имеют КПД 55 – 65%. Как правило, доля потребляемой мощности по отношению ко всему насосу невелика, снижение КПД всего насоса незначительно и поэтому шнеки нашли широкое применение. Расчетный режим работы шнека для создания необходимого напора выбирается на относительной подаче, при которой на входе образуются интенсивные обратные токи жидкости, увеличивающиеся с уменьшением подачи. В монографии В.Ф. Чебаевского и В.И. Петрова [95] приводится схема течения в каналах шнека. По этой схеме весь поток состоит из трех зон: зоны обратного течения, зоны возвратного и активного потоков (рисунок 1.4).

Зона активного потока ограничена радиусом r_A и определяется расходом через это сечение, равным расходу через всасывающий патрубок в зоне невозмущенного потока. Зоны обратного и возвратного потоков разграничиваются поверхностью вращения

радиуса r_0 , на которой осевая составляющая равна нулю. При снижении давления на входе в шнек кавитационная каверна образуется вначале в зоне обратных токов на периферии шнека у входных кромок. Затем кавитационные каверны развиваются как в обратных токах, так и в прямом потоке в межлопаточных каналах. При развитии кавитации, близкой к критическим режимам, интенсивность обратных токов уменьшается до их полного исчезновения, а кавитационная каверна увеличивается, занимая все большее пространство в каналах. После этого наступает полный срыв работы шнека. Обратные токи вызывают неравномерность поля скоростей на входе, подогревают жидкость, увеличивают момент сопротивления на валу, вызывают повышенные шум и вибрацию, велика вероятность появления низкочастотных пульсаций, имеющих характер автоколебаний. Особенностью кавитационных автоколебаний является то, что их частота и амплитуда зависят от давления на входе в насос, а, следовательно, от размеров кавитационных каверн. В общем случае увеличение объема кавитационных каверн приводит к снижению частоты колебаний и увеличению их амплитуды. Экспериментальные исследования различных авторов показали, что любые конструктивные мероприятия, направленные на снижение интенсивности обратных токов при кавитации, существенно повышают устойчивость насосной системы [28, 64]. С целью уменьшения воздействия обратных токов на основной поток применяют конусные перегородки, решетки радиальных пластин, перепускные камеры, которые размещают перед шнеком. В некоторых случаях, когда имеются недопустимые уровни пульсаций, для их устранения применяются демпферы с рассчитанным определенным гидравлическим сопротивлением и частотными характеристиками. Эти демпферы устанавливаются на входной трубопровод насоса. Однако приведенные устройства усложняют систему и эффективны в ограниченном по подаче диапазоне.

В работе [10] показано, что в основном вибронегрузение осевых и шнекоцентробежных насосов соответствует высокочастотному спектру частот (свыше 2 кГц) и существенно зависит от входного давления. Высокочастотный спектр вибраций обязан своим происхождением кавитации в щелевом зазоре между наружной кромкой лопасти шнека и корпусом насоса, где происходит перетекание потока с рабочей стороны лопасти на нерабочую. Вибронегрузение имеет 2 максимума: первый в области малых давлений на входе обусловлен концевой кавитацией за щелью, второй в области рабочего давления соответствует кавитации в щели (рисунок 1.5).

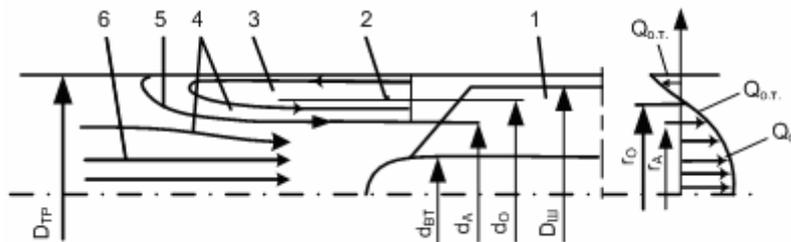


Рисунок 1.4. Схема течения жидкости в шнеке: 1 — шнек; 2 — вихревая зона; 3 — обратные токи; 4 — прямотоки; 5 — условная граница между вихревой зоной и активным потоком; 6 — активный поток

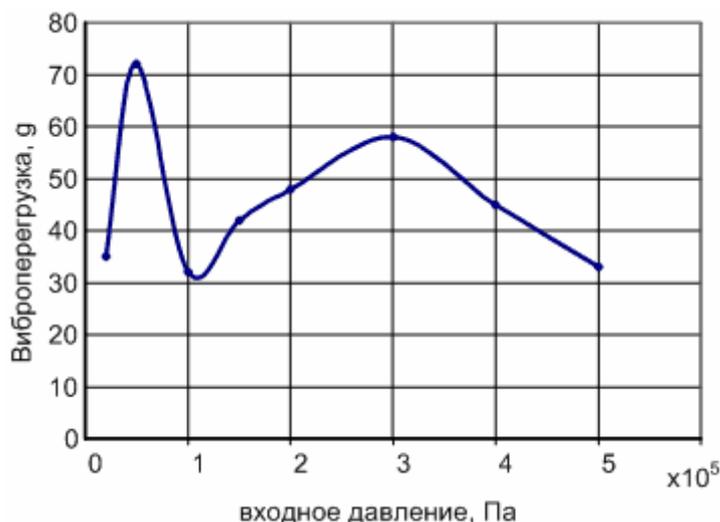


Рисунок 1.5. Вибронагружение шнекоцентробежного насоса

1.2.3. ПРИНЦИПЫ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ НАСОСОВ

Состояние насосов оценивается по параметрам функционирования (отклонения рабочих параметров от эталонных характеристик, возникновения кавитационных режимов), по контролю уровня вибрации и ударных импульсов с применением неразрушающего контроля [36]. Результатом контроля является установление возможных неисправностей и отнесение насоса к определенному классу состояния для проведения соответствующего ТО. Отклонение параметров рабочего процесса насоса от эталонных характеристик определяется путем сравнения с последними измеренными параметрами при возможности измерения расхода потока перекачиваемой жидкости и потребляемой мощности. В большинстве случаев ограничиваются контролем давления нагнетания – напора, давления всасывания и силы тока двигателя. Снижение подачи насоса может быть связано со значительной эрозией рабочего колеса, шестерен и винтов, поломкой лопаток и зубьев, а также с износом внутренних уплотнений. Максимальные значения ударных импульсов могут возникнуть в направлении

действия сил на подшипники. По уровню ударных импульсов контролируются состояние подшипников качения, а при измерении на корпусе насоса можно судить о наличии кавитации, срывах потока.

1.3. ОБЗОР СУЩЕСТВУЮЩИХ МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ НАСОСОВ

Для описания динамического взаимодействия шнекоцентробежной и шестеренной ступеней в комбинированном насосном агрегате рассмотрим существующие модели шестеренных и шнекоцентробежных насосов.

1.3.1. МОДЕЛИ ШЕСТЕРЕННЫХ НАСОСОВ

Изучению причин возникновения пульсаций нагнетаемого давления шестеренных насосов посвящено большое количество исследований, однако лишь немногие из них содержат математическую обработку полученных экспериментальных данных. Это объясняется большим разнообразием явлений, обусловленных характером организации рабочего процесса насоса и сложностью их математического описания.

В работе [8] построена математическая модель шестеренного насоса для решения задач диагностирования.

Приняты следующие допущения:

- не учтены утечки через торцовые и радиальные зазоры
- нагрузка приложена в полюсе зацепления
- мощность приводного двигателя считается бесконечной.

Расчетная схема предполагает описание модели, состоящей из 8 уравнений. В ходе решения математической модели рассмотрен процесс образования кинематической погрешности шестеренного насоса и линейных вибраций с учетом погрешностей изготовления, монтажа шестерен и реальных нагрузок в условиях эксплуатации. Показано, что амплитуда зубцовой гармоники кинематической погрешности ШН в реальных условиях эксплуатации существенно зависит от межосевого расстояния и служит диагностическим признаком оценки состояния насоса при его работе.

В работе [30] исследуются кавитационные пульсации давления в шестеренном насосе типа 934 (подача 84 л/мин, давление 115 атм.). Случайный процесс генерирования пульсаций давления при кавитации рассматривается как стационарный и эргодический. При этом вероятность проявления элементарных импульсов, наблюдаемых в течение достаточного длительного периода времени, подчиняется закону Пуассона. Данная последовательность флуктуаций представляет собой совокупность импульсов одинаковой формы со случайными амплитудами. Таким образом, кавитационные пульсации давления представлены в виде:

$$p(t) = \int_{-\infty}^{\infty} \varphi(t - \tau) d\gamma(\tau)$$

где $\varphi(\tau)$ - описывает форму элементарных импульсов; $\gamma(\tau)$ - определяет закон распределения случайных амплитуд Δp_M . Предполагая, что элементарный импульс имеет экспоненциальную форму, он описан следующим образом:

$$\Delta p_M(t) = p_M^* \exp[-(t - \tau_k)/\tau_0] f(t - \tau_k)$$

где p_M^* - максимальный заброс давления; τ_0 - постоянная времени, в течение которого рассматриваемый заброс уменьшается в e раз; $f(t)$ - функция Хевисайда. Итоговое выражение для определения единичного кавитационного импульса представлено в виде

$$\Delta p_k(t) = MR_k \varphi(t - \tau_k)$$

где MR_k - математическое ожидание радиуса каверны; $\varphi(t - \tau_k) = p_M^* e^{-t/\tau_0} f(t)$.

Экспериментально пульсации давления исследовались с помощью спектрального анализа, в результате которого выявлено, что кавитационные пульсации давления носят импульсный характер и модулированы колебаниями с роторной частотой.

1.3.2. МОДЕЛИ ШНЕКОЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

Большая часть исследований и моделирования посвящена кавитационным автоколебаниям. Характерной особенностью кавитационных автоколебаний является прямо пропорциональная зависимость частоты колебаний и нелинейная зависимость амплитуды от среднего давления на входе в насос.

Сложность теоретического исследования рассматриваемого вида потери устойчивости связана с большими трудностями решения задачи нестационарного кавитационного обтекания тел, в частности пространственного обтекания лопаток осевого шнекового преднасоса.

Основной труд по моделированию кавитационных автоколебаний принадлежит Натанзону М.С., Пилипенко В.В., Задонцеву В.А., Чабаевскому В.Ф., Кинелеву В.Г. и др. Энергетический подход к исследованию устойчивости системы в целом позволяет судить о качественном влиянии параметров системы до и после генератора колебательной энергии на её устойчивость независимо от механизма возбуждения колебаний.

В работе [47] представлена физическая модель кавитирующего шнекоцентробежного насоса, которая базируется на представлениях о структуре течения в проточной части насоса. Вихревые системы рассматриваются как источники периодического гидродинамического возбуждения.

В работе [61] исследуются характеристики центробежных насосов

с помощью спектрально-корреляционного анализа. Генерирование колебаний представляется как результат конвективного переноса вихревых возмущений потока на выходе из центробежного колеса. Амплитуды пульсаций давления определяются в двумерном приближении. Для дозвукового невязкого изоэнтропийного потока нестационарное движение описывается акустико-вихревым уравнением:

$$\frac{1}{a^2} \frac{d^2 i}{dt^2} - \nabla^2 i = \nabla \left[\frac{c^2}{2} - \vec{c}(\nabla \times \vec{c}) \right]; \quad (2.5)$$

$$\frac{d}{dt} = \frac{\partial}{\partial t} + \vec{c} \nabla.$$

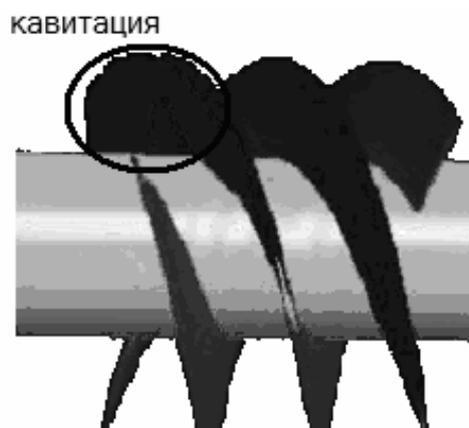
где a – средняя скорость звука в рабочей жидкости; i – энтальпия.

В работе [17] описаны эксперименты с целью определения динамических передаточных матриц кавитирующих (и некавитирующих) насосов. Эти матрицы описывают связь между малыми линейными пульсационными возмущениями давления и расхода на входе и выходе гидравлической машины. Матрицы определялись из прямых измерений пульсаций указанных параметров при различных способах возмущения. Результаты для кавитирующего насоса представлены в зависимости от частоты и осредненного рабочего режима. Хотя частично тенденции экспериментальных данных согласуются с теоретическими моделями динамики насоса, получены и различия, что указывает на необходимость продолжения теоретических исследований динамических характеристик подобных течений.

В последнее время все большее развитие получает использование современных программных продуктов на основе методов вычислительной гидродинамики (CFD). В настоящее время возможен весьма точный расчет течения в рабочем колесе для широкого диапазона геометрических размеров и коэффициентов быстроходности. Проводимые исследования выявили, что среднеквадратичная погрешность расчета теоретического напора равна 2,5%. В работе [118] показаны экспериментальные и численные исследования кавитации в шнеке (рисунок 1.6).



$\sigma = 0.09$



$\sigma = 0.06$

а)

б)

Рисунок 1.6. Кавитация в шнеке (а) и результат численного моделирования (б) в пакете CFX в зависимости от числа кавитации σ

2. МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ И ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В КОМБИНИРОВАННЫХ НАСОСНЫХ АГРЕГАТАХ

В соответствии с целью и задачами исследования необходима разработка модели комбинированного насосного агрегата, учитывающая виброакустические характеристики шестеренной ступени, как основного источника колебаний, гидродинамику шнекоцентробежной ступени, а также их взаимное динамическое влияние. Разрабатываемая модель должна описывать высокочастотное нагружение элементов ШЦС.

2.1. АКУСТИКО-ВИХРЕВОЙ РЕЗОНАНС ШНЕКОВОГО ПРЕДНАСОСА

Как показали многочисленные экспериментальные исследования [75, 79, 80, 81, 87], основным по мощности источником вынужденных колебаний жидкости является шестеренная ступень комбинированного насосного агрегата. При ее работе возбуждаются интенсивные полигармонические пульсации рабочей среды, которые вызывают появление вибраций элементов насосного агрегата. Из анализа работ в первой главе следует, что разгрузка запертого объема в шестеренном качающем узле может быть выполнена несколькими способами. Основными из них являются спрофилированные разгрузочные канавки на торцевых подпятниках и выемки на зубьях шестерни.

При больших частотах вращения, несмотря на повышенное давление во всасывающей полости, во впадинах зубьев вследствие действия центробежных сил создаются области пониженных давлений, в которых выделяются и концентрируются пузырьки газа. Для удаления газожидкостной смеси из впадин предусматривается система дренажа, соединяющая межзубовые полости с входом ШЦС. За счет перепада давления двухфазная смесь из межзубового пространства удаляется во входную полость ШЦС. Однако, наряду с существенным снижением интенсивности динамических процессов при компрессии жидкости в межзубовом пространстве в зоне нагнетания, возникает опасность передачи колебаний давления в полость подкачивающего насоса. При этом пульсации давления в систему дренажа проходят из зоны зацепления зубьев, являющейся основным источником колебаний шестеренного узла.

Интенсивные пульсации давления из запертого объема одновременно с утечками отводятся через полуось ведомой шестерни на вход ШЦС, возбуждая её высокочастотными колебаниями (рисунок 2.1, 2.2). В дальнейшем изложении данный путь прохождения пульсаций будем называть внутренним путем.

Шнекоцентробежная ступень в достаточной мере конструктивно защищена от механических ударных осевых нагрузок со стороны привода посредством наличия трех шлицевых соединений между валом приводного редуктора и венцом центробежной ступени. Гашение колебаний крутящего момента в значительной мере осуществляется упругой муфтой, расположенной между входным валом и валом центробежной ступени агрегата. Вибрация от ШС передается на упорный подшипник через фланец соединения. Из схемы осевых колебаний элементов насоса видно, что насос представляет собой много-массовую колебательную систему с множеством механических резонансов (рисунок 2.3).

Наиболее значимым высокочастотным источником возбуждения для шнекового преднасоса является концевой вихрь, интенсифицируемый острыми кромками [46, 47, 97]. Поток с большой скоростью, текущий в кольцевом зазоре между кромкой лопасти и корпусом, взаимодействует у тыльной поверхности лопасти с основным течением в канале и радиальным течением от втулки к периферии лопасти и сворачивается в вихрь. Радиус и циркуляция этого концевого вихря зависят от величины относительного зазора, теоретического напора, расстояния от входной кромки лопасти. Концевой вихрь перемещается поперек канала от периферии на тыльной стороне лопасти к ее лицевой стороне и к втулке. Возникающая вследствие щелевого перетекания пристенная струя является неустойчивой [97]. Развитие возмущений в струе и последующий ее отрыв от поверхности корпуса является той физической причиной, которая приводит к возникновению на периферийных участках лопастей сложной вихревой системы, основной структурной составляющей которой и является вихревой жгут. Данные возмущения, взаимодействуя с виброакустическими воздействиями от ШС, вызывают колебания лопасти шнека, значительно увеличивающиеся на собственных резонансах (рисунок 2.4, 2.5). А увеличение вибрации лопасти приведет к интенсификации пульсаций давления, вызванных гидродинамическими возмущениями [72, 94].

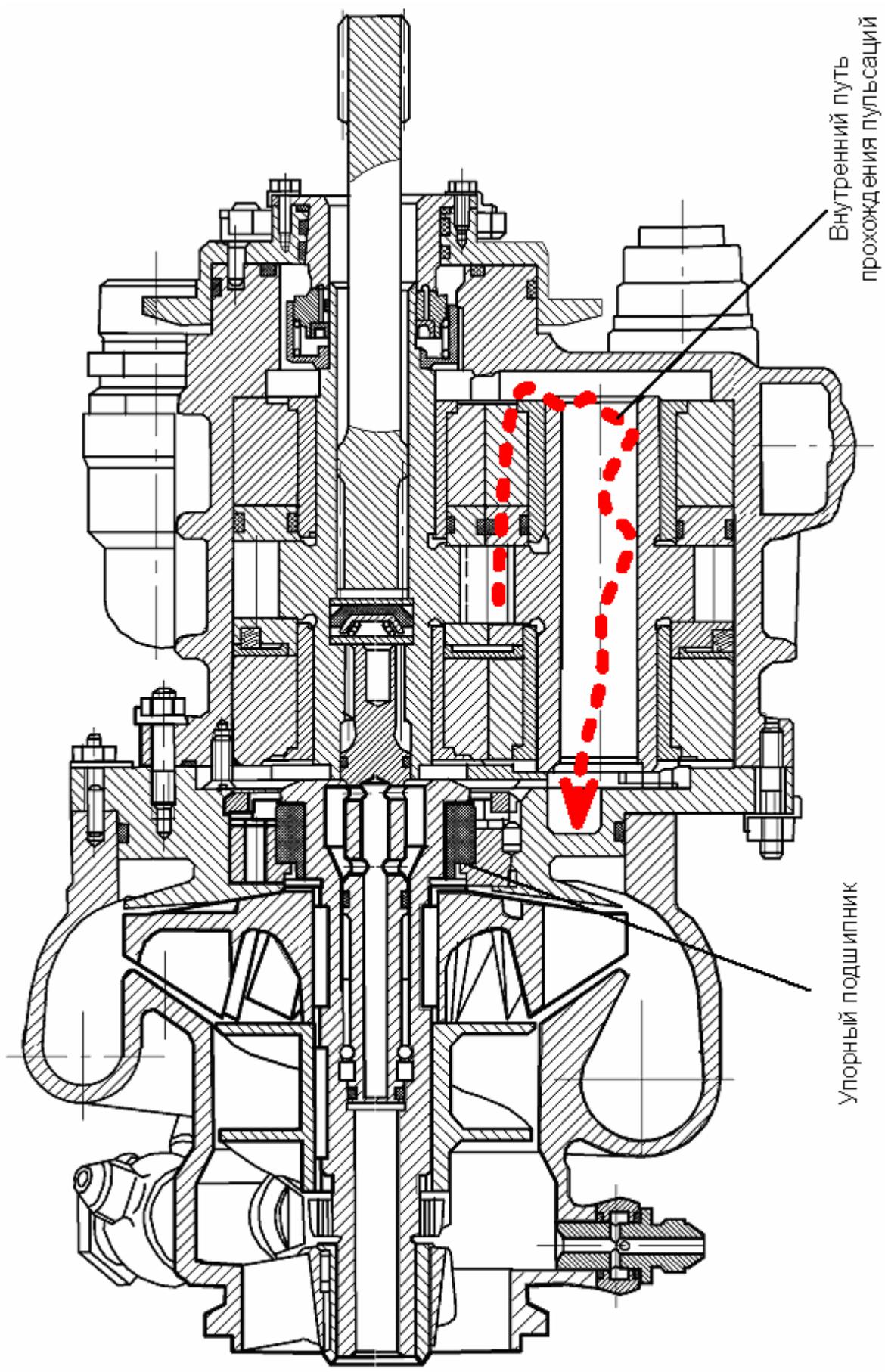


Рисунок 2.1. Конструктивная схема комбинированного насосного агрегата



Рисунок 2.2. Шнекоцентробежная ступень (слева) и шестеренная ступень (справа)

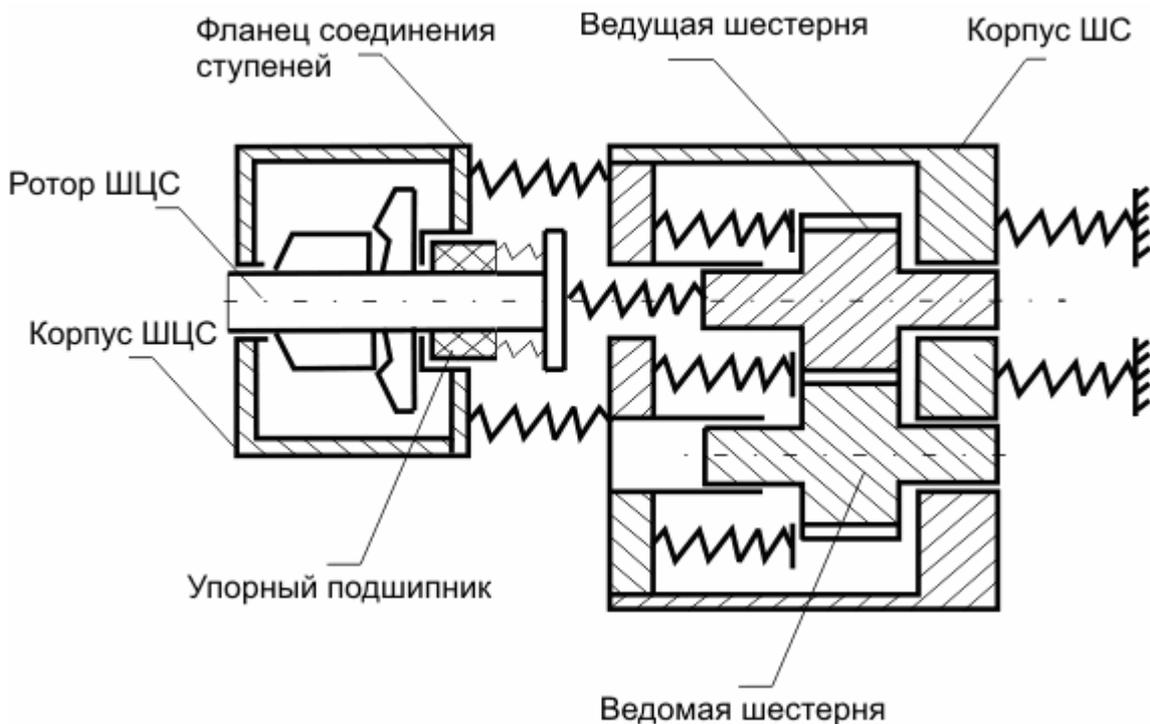


Рисунок 2.3. Схема осевых колебаний элементов насосного агрегата.

Данное явление авторами описывается впервые, поэтому названо **акустико-вихревым резонансом** шнекового преднасоса.

Как показано выше, шнек может возбуждаться вследствие действия пульсаций давления ШС через внутренний путь, и через вибрацию корпуса по фланцу соединения. Пульсации давления от ШС проходят к ШЦС также по внешнему пути – трубопроводной системе перепускаемого и сливаемого топлива из агрегата дозирования топлива. Колебания лопастей шнека в свою очередь приведут к

увеличению вибронгруженности рабочего торца упорного подшипника.

Таким образом, целесообразно промоделировать пульсации давления в шнековом преднасосе, которые будут отражать вибрационное состояние шнека.

Структурная схема модели взаимодействия вихревых возмущений в ШЦС с колеблющимися лопастями шнека, возбуждаемых виброакустическим воздействием ШС представлена на рисунке 2.5. Из-за сложности процессов не представляется возможным дать их полное аналитическое описание. Поэтому предложена модель в виде совокупности трех моделей: гидродинамической модели ШЦС, твердотельной модели шнека и виброакустической модели ШС (рисунок 2.6).

1. Гидродинамическая модель структуры течения в ШЦС реализована в пакете Star-CD с помощью метода контрольных объемов.

2. Модальный анализ собственных форм колебаний шнекового колеса проведен с помощью метода конечных элементов в программном комплексе Ansys.

3. Виброакустическая модель шестеренного насоса позволяет учитывать влияние различных фаз зацепления на процессы заполнения и вытеснения межзубовых полостей, а также процессы запираания и вскрытия защемленного объема.

Граничными условиями на входе в обобщенную модель являются:

1. частота срыва концевой вихря (структура вихря, распределение давления, скорости) амплитуда пульсаций, полученные в результате моделирования структуры течения в ШЦС;
2. собственные частоты шнека, полученные из второй модели;
3. виброакустические характеристики ШС (вибрация и пульсации давления).



Рисунок 2.4. Схема акустико-вихревого резонансного возбуждения лопасти шнека



Рисунок 2.5. Колебания шнека вследствие отрыва концевой вихря и виброакустического воздействия от ШЦ

Данные на выходе из обобщенной модели представлены в виде спектральных характеристик гидродинамических и виброакустических сигналов.

Основным, интересующим нас процессом, являются пульсации давления концевой (вихревой) кавитации, воздействующей на поверхность лопастей шнека. Для шумовых процессов, к каким относятся названный выше процесс (плотность распределения вероятности этих процессов близка к плотности распределения нормального или гауссового распределения) отношение максимальной амплитуды пульсаций давления к среднеквадратичному значению равно 3 при доверительной вероятности 0,997 [72].

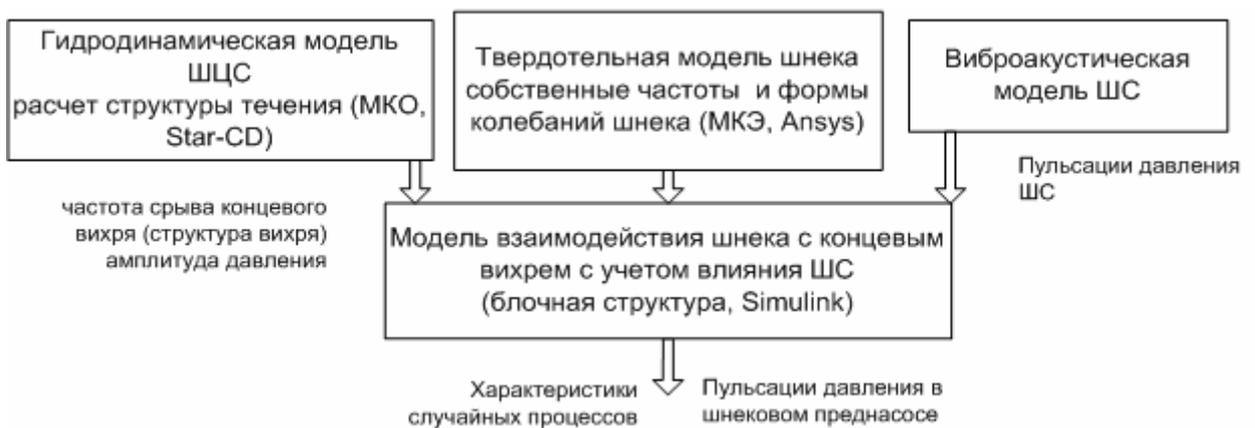


Рисунок 2.6. Структура модели взаимодействия вихревых возмущений в ШЦ с колеблющимися лопастями шнека с учетом влияния ШЦ

Ограничение по частотному диапазону для пульсаций давления концевой кавитации, осуществляется с использованием полосовых

фильтров с окном Кайзера. Окно Кайзера является по существу оптимальным окном в том смысле, что оно представляет последовательность конечной длины, которая имеет минимум энергии спектра за пределами некоторой заданной частоты [73].

Собственные частоты шнека задаются набором полосовых фильтров.

Обобщенная модель реализована в пакете Simulink (Matlab), позволяющем на базе модуля обработки сигналов объединить результаты моделирования выше названных гидродинамической, виброакустической и гармонической моделей.

2.2. ГИДРОДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ СТРУКТУРЫ ТЕЧЕНИЯ В ШНЕКОЦЕНТРОБЕЖНОЙ СТУПЕНИ

Промоделировать структуру течения, учитывая совокупность таких процессов, как обратные токи, кавитация, тангенциальный слив на вход, возможно используя методы вычислительной гидродинамики.

2.2.1. ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДА КОНТРОЛЬНЫХ ОБЪЕМОВ ДЛЯ РАСЧЕТА ТЕЧЕНИЯ В НАСОСЕ

Вся расчетная область решения разбивается на большое число многогранных контрольных объемов – или ячеек. Ячейки взаимно стыкуются своими гранями (рисунок 2.7).

Структура, образованная ячейками, называется расчетной сеткой. Существует множество различных типов сеток, для их описания используются специальные термины. Например, “структурированные сетки”, “многоблочные сетки”, “неструктурированные сетки” и “сетки с произвольным сопряжением”. Формы ячеек также могут быть различными. Наиболее часто используются шестигранники (гексаэдры) и четырехгранники (тетраэдры), но метод контрольного объема позволяет использовать ячейки с произвольным числом граней (пирамиды, призмы, сложные многогранники и т.п.). Выполняется расчет потоков искомых величин через грани ячейки. Поток искомой переменной через грань ячейки рассчитывается из соотношений, учитывающих геометрические параметры ячеек и значения искомых переменных в центрах тяжести ячеек, которым принадлежит рассматриваемая грань.

Эти соотношения получаются путем аппроксимаций точных соотношений, которые выводятся из основных уравнений. В дополнение к выражениям для потоков, необходимо вывести выражения описывающие источники и стоки, которые могут содержаться в ячейке. Поток зависимой переменной, покидающий одну ячейку через рассматриваемую грань, в точности равен потоку, поступающему в соседнюю ячейку через эту грань.

Значения искомых переменных в центре ячейки рассчитываются путем приравнивания суммы входящих и выходящих потоков сумме источников и стоков внутри ячейки. Преимуществами метода контрольных объемов являются:

- Простота реализации
- Простота применения к расчетным областям произвольной формы
- Наличие отработанных алгоритмов
- Ошибка дискретизации падает с ростом числа вершин
- Основное внимание уделяется балансу потоков через контрольные объемы
- Автоматическое выполнение законов сохранения

Граничные условия. Для численного моделирования требуется задание значений зависимых переменных или их нормальных градиентов на границах расчетной области.

Источники ошибок. В общем случае существует три основных первопричины ошибок:

- Допущения, принимаемые при построении математической модели
- Аппроксимации при дискретизации уравнений
- Отсутствие сходимости в процессе решения

Уравнения неразрывности и сохранения импульса, решаемые STAR-CD для основных типов несжимаемых и сжимаемых потоков и подвижной системы координат (уравнения «Навье-Стокса»), в Декартовых координатах и тензорной форме имеют вид:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = s_m; \quad (2.1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j u_i - \tau_{ij}) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + s_i; \quad (2.2)$$

где t — время;

x_i — Декартова координата ($i = 1, 2, 3$);

u_i — компонента абсолютной скорости потока в направлении x_i ;

$p = p_s - \rho_0 g_m x_m$ — пьезометрическое давление, где p_s - статическое давление, ρ_0 - опорная плотность, g_m - гравитационная постоянная, и x_m - координата точки, где определена ρ_0 ;

ρ — плотность;

τ_{ij} — компоненты тензора напряжений;

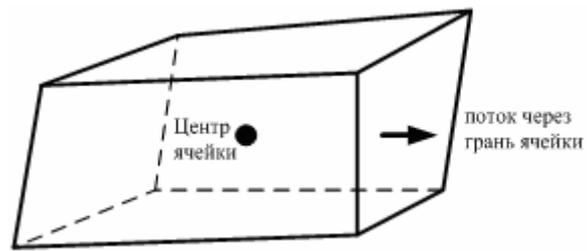
s_m — массовый источник;

s_i — компоненты источника импульса;

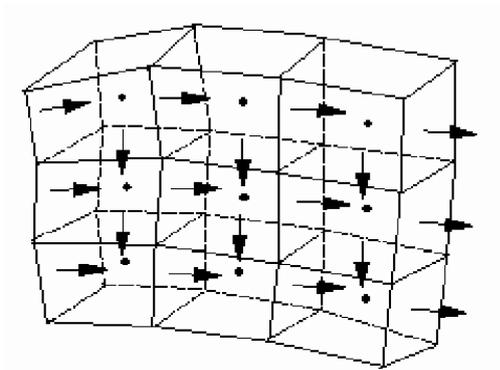
Для турбулентных потоков предполагается, что, u_i , p и другие зависимые переменные, включая τ_{ij} , принимают установившиеся значения (эквивалентные осредненным по времени пульсационным характеристикам), определяемые для Ньютоновских жидкостей выражением:

$$\tau_{ij} = 2\mu s_{ij} - \frac{2}{3}\mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} - \overline{\rho u'_i u'_j}; \quad (2.3)$$

где u' — осредненная по времени пульсационная скорость или математическое ожидание величины скорости турбулентных пульсаций. Правый член выражения (2.3) представляет собой напряжения Рейнольдса, обусловленные турбулентным движением. Они связаны со средней скоростью поля течения через модели турбулентности.



а)



б)

Рисунок 2.7. Контрольный объем (а) и расчетная сетка, состоящая из ячеек (б)

2.2.2. ПОСТРОЕНИЕ РАСЧЕТНОЙ СЕТКИ И ЗАДАНИЕ ГРАНИЧНЫХ УСЛОВИЙ ДЛЯ ШЦС

Построение расчетной сетки шнекоцентробежного насоса в стандартных программах вычислительной гидродинамики является довольно сложным из-за минимального инструментария геометрического моделирования. Поэтому предварительно построена трехмерная геометрическая модель ШЦС. Схема методики построения расчетной сетки представлена на рисунке 2.8.

После построения геометрической модели мы создаем твердое тело объема, занятого жидкостью отдельно для шнека и центробежного колеса.

Полученные объемы соответствуют «ротору» ШЦС, задаваемого далее в качестве граничного условия. Таким же образом находим объем жидкости, соответствующий «статору» (неподвижная часть в расчете).

Далее два твердых тела (объем жидкости) объединялись в единое тело и экспортировались в формат Parasolid. Построение сетки и дальнейший расчет производились в коммерческом пакете Star-CD.

Граничными условиями на входе в насос и в сливные патрубки являются скорости потока (рисунок 2.9). Ротору ШЦС придано вращение, соответствующее частоте вращения вала. Влияние турбулентности моделируется $k-\varepsilon$ моделью для высоких чисел Рейнольдса.

2.2.3. РАСЧЕТ ТЕЧЕНИЯ ШЦС НА РАЗЛИЧНЫХ РЕЖИМАХ РАБОТЫ НАСОСНОГО АГРЕГАТА

Результатом расчета являются распределение давления и структура течения в любом сечении.

В результате расчета получена структура концевой вихря (рисунок 2.10), по параметрам которого можно определить частоту отрыва. Между кромкой лопасти и корпусом происходит понижение давления, способствующее развитию кавитации с частотой отрыва вихря

$$f = \frac{v \cdot Sh}{l_k} = \frac{Sh \sqrt{2g \cdot \Delta H}}{l_k} \quad (2.4)$$

с образованием вихревых зон, где Sh – число Струхала (0,2 – 0,3), l_k – максимальная длина каверны перед срывом (половина длины торца лопасти), ΔH – перепад давления на периферийном участке лопасти, v - характерная скорость течения.

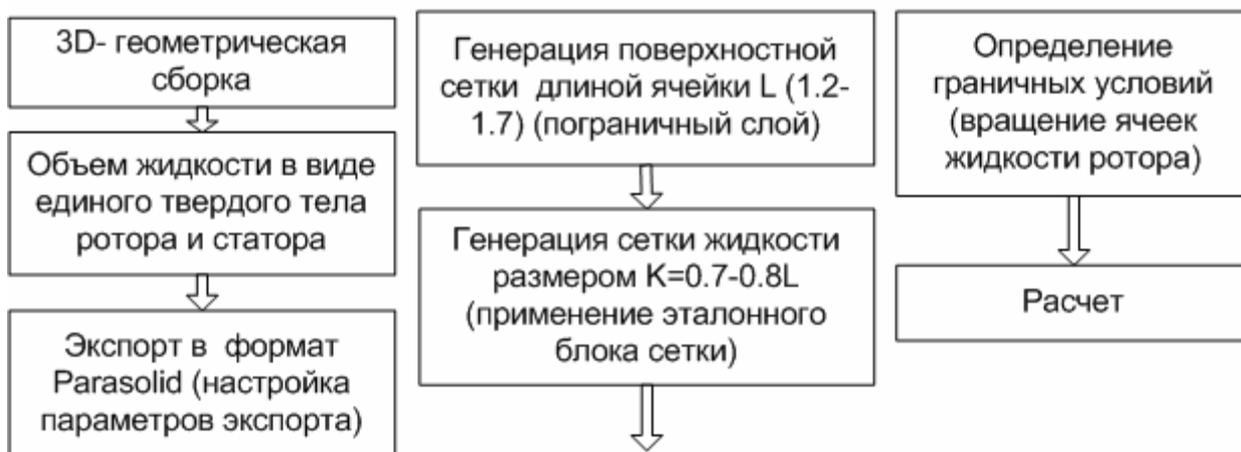


Рисунок 2.8. Схема построения расчетной сетки

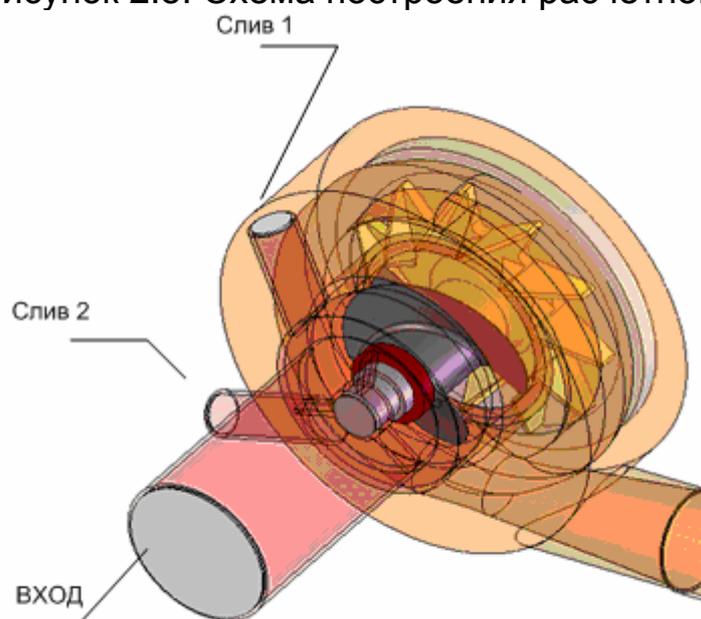


Рисунок 2.9. Геометрическая трехмерная модель ШЦС

На рисунке 1 (прил.) представлено распределение давления жидкости на ротор ШЦС. По периферии шнека полоса с повышенным давлением, которое будет периодически меняться с частотой, соответствующей частоте отрыва концевых вихря. Расчет с дополнительным сливом показал, что скорости истечения потока с рабочей стороны лопасти на нерабочую сторону примерно одинаковы.

По изменению давления по окружности перед шнеком (рисунок 2.11) получены частоты пульсаций давления, которые совпадают с расчетными значениями.

Адекватность модели оценивалась по критерию Фишера F [39]:

$$F = \frac{s_{aq}^2}{s_y^2}. \quad (2.5)$$

s_{aq}^2 – дисперсия расчётной величины относительного напора:

$$s_{aq}^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{j=1}^n (v_{pj} - \bar{v}_p)^2, \quad (2.6)$$

где v_{pj} – расчётное значение относительного напора,

$\bar{v}_p = \frac{\sum_{j=1}^n v_{pj}}{n}$ – среднее значение расчётной величины, n – число опытов.

s_y^2 – дисперсия экспериментальной величины относительного напора:

$$s_y^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{j=1}^n (v_j - \bar{v})^2, \quad (2.7)$$

где v_j – экспериментальное значение относительного напора, $\bar{v} = \frac{\sum_{j=1}^n v_j}{n}$ –

среднее значение экспериментальной величины. Далее, задавая уровень значимости q (обычно q выбирают равным 0,05), по таблице Фишера $n-1$ степеней свободы находят значение критерия F . Если оно больше вычисленного выше, то модель адекватна результатам эксперимента. В рассматриваемом случае значение критерия $F=1.25$. Для уровня значимости $q=0,05$ и $n-1=32$ $F_{табл}=1.91$. $F_{табл} > F$, что говорит об адекватности разработанной модели.

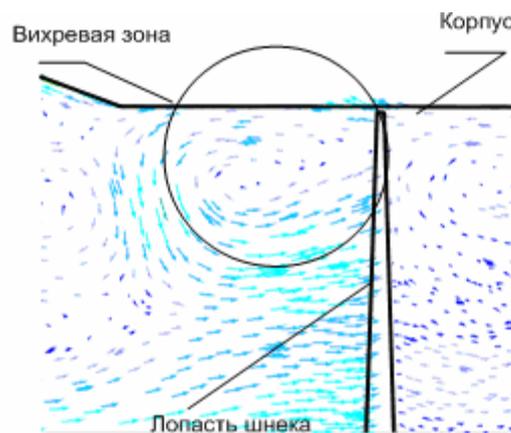


Рисунок 2.10. Концевой вихрь при $n=4800$ об/мин, $Q=1200$ кг/час

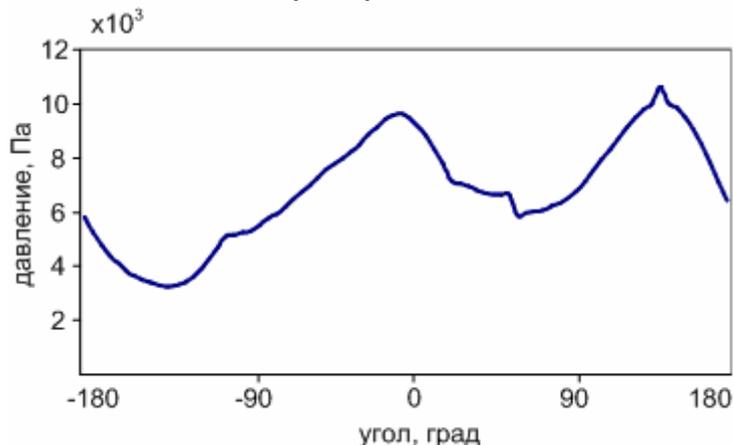


Рисунок 2.11. Изменение давления по окружности перед шнеком при частоте вращения 4800 об/мин.

2.3. РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СОБСТВЕННЫХ ЧАСТОТ ШНЕКА

Гармонический анализ шнека проведен методом конечных элементов в программном комплексе Ansys. Конечно-элементная модель построена на базе элемента SOLID 95, с неупорядоченной сеткой размер элементов сетки 3 мм. Далее проведен модальный анализ с заданным диапазоном частот, в результате которого выявлены формы собственных колебаний в диапазоне от 0 до 10 кГц (рисунок 2, прил.). Собственные частоты шнека представлены в таблице 2.1.

Таблица 2.1. Собственные частоты шнека

№	1	2	6	7	9
Частота, Гц	3562	3963	4457	4925	5436

Также собственные частоты были определены экспериментально с помощью метода простукивания. Шнек подвешивался на нить и возбуждался деревянным молотком. Регистрировалось изменение звукового давления с помощью микрофона на расстоянии 30 см. Спектр собственных частот представлен на рисунке 2.12.

С целью определения зависимости вибраций шнека от силы действующей на лопатки шнека в осевом направлении была определена амплитуда колебаний точек шнека вблизи одной из резонансных частот в зависимости от частот и амплитуда колебаний.

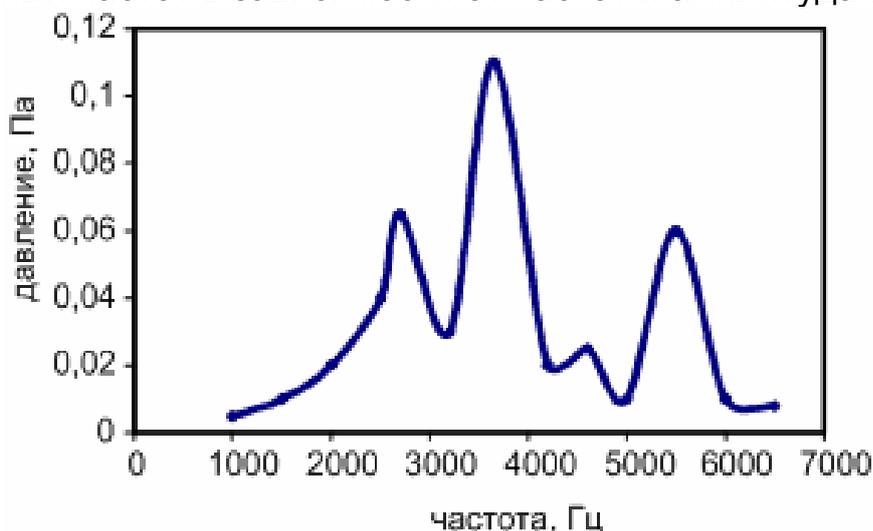


Рисунок 2.12. Спектр собственных частот шнека, полученный экспериментально методом простукивания

2.4. ВИБРОАКУСТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ШЕСТЕРЕННОЙ СТУПЕНИ

Выполненный анализ виброакустических свойств шестеренного насоса позволил сделать следующие выводы:

1. Основным по мощности источником колебаний является процесс запираания жидкости в замкнутом объеме, который сопровождается резким увеличением давления в несколько раз превышающим давление нагнетания и имеющий импульсный характер, приводящий к ударному нагружению механических элементов насоса. При этом возбуждаются интенсивные высокочастотные осевые вибрации элементов насоса вследствие осевой несбалансированности усилия со стороны запертого объема на подвижный и неподвижный подпятники. Колебания давления в запертом объеме приводят также к значительным крутильным колебаниям привода насоса вследствие резкого увеличения тормозящего момента при запираании жидкости.

2. Другим источником виброакустических процессов является неравномерная подача жидкости шестеренным качающим узлом, исследование интенсивности которой проведено более подробно.

Выполненный теоретический анализ кинематики зон вытеснения (рис. 2.13) и заполнения жидкости межзубовых впадин позволил выявить уточненную зависимость расхода в зонах нагнетания и всасывания. Теоретическая зависимость производительности насоса от угла поворота шестерен имеет сложный разрывной характер и определяется суммарной подачей при работе зубьев ведущей и ведомой шестерен (рис. 2.14, 2.15).

$$Q_{\text{НАГ}}^{\text{ТЕОР}} = \left(\frac{dS_1(\varphi)}{d\varphi} + \frac{dS_2(\varphi)}{d\varphi} \right) \cdot b, \quad \text{где } S_1(\varphi), S_2(\varphi) - \text{ мгновенные площади}$$

вытеснения зубьями ведущей и ведомой шестерен жидкости из соответствующих межзубовых впадин; b - ширина шестерни; φ - текущий угол поворота.

Ведущая шестерня вытесняет жидкость на протяжении всего угла вращения с момента входа ее зуба в межзубовую полость ведомой шестерни (при угле $\Theta_{\text{ВХ}} = \arccos \frac{r_0}{2r} - \arctg \left(\frac{\sqrt{4 \cdot r^2 - r_0^2}}{r_0} \right)$, где r_0 - радиус

основной окружности; r - радиус начальной окружности) до совмещения оси зуба с полюсом зацепления. При этом зуб ведущей шестерни начинает вытеснять жидкость с опережением зацепления на

угол $\Theta_{\text{ВХ}} - \frac{\pi}{z} \cdot \varepsilon$ (z - число зубьев; ε - коэффициент перекрытия), зуб ведомой шестерни начинает вытеснение гораздо раньше момента зацепления - угол опережения составляет $\Theta_{\text{ВХ}} - \frac{\pi}{z} \cdot \varepsilon + \frac{\pi}{z}$. Окончание

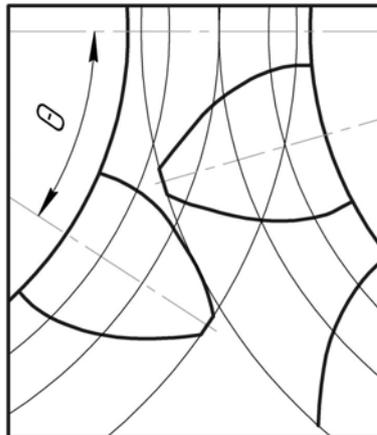
процесса вытеснения ведомой шестерни совпадает с моментом вступления ее в зацепление.

Положение ведущей шестерни:

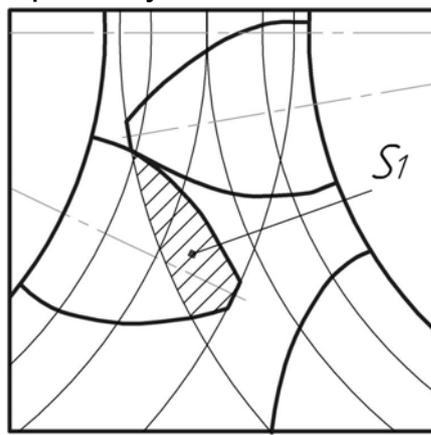
начальный момент

промежуточный момент

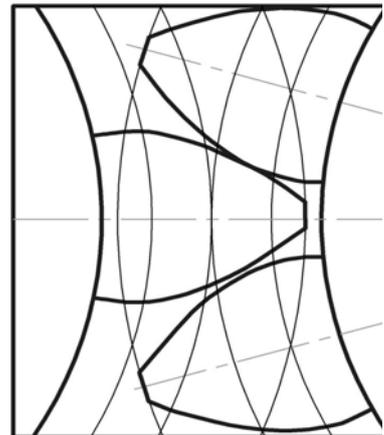
конечный момент



а)



б)

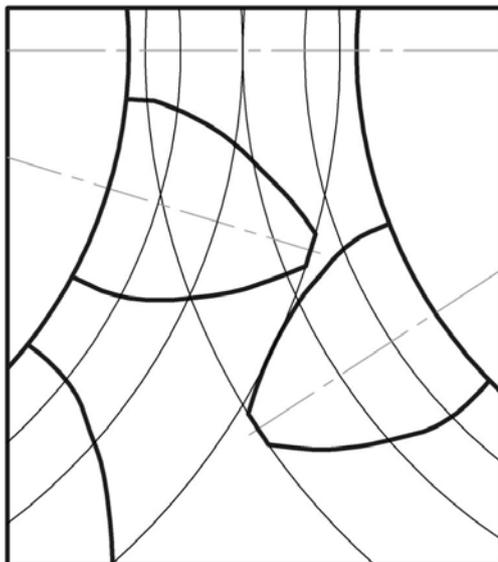


в)

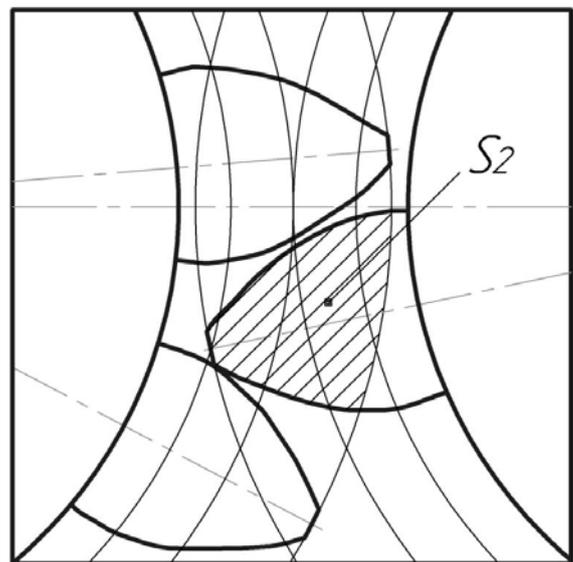
Положение ведомой шестерни:

начальный момент

конечный момент



г)



д)

Рисунок 2.13. Фазы зацепления шестерен при вытеснении жидкости зубом ведущей (а, б, в) и ведомой шестерен (г, д).

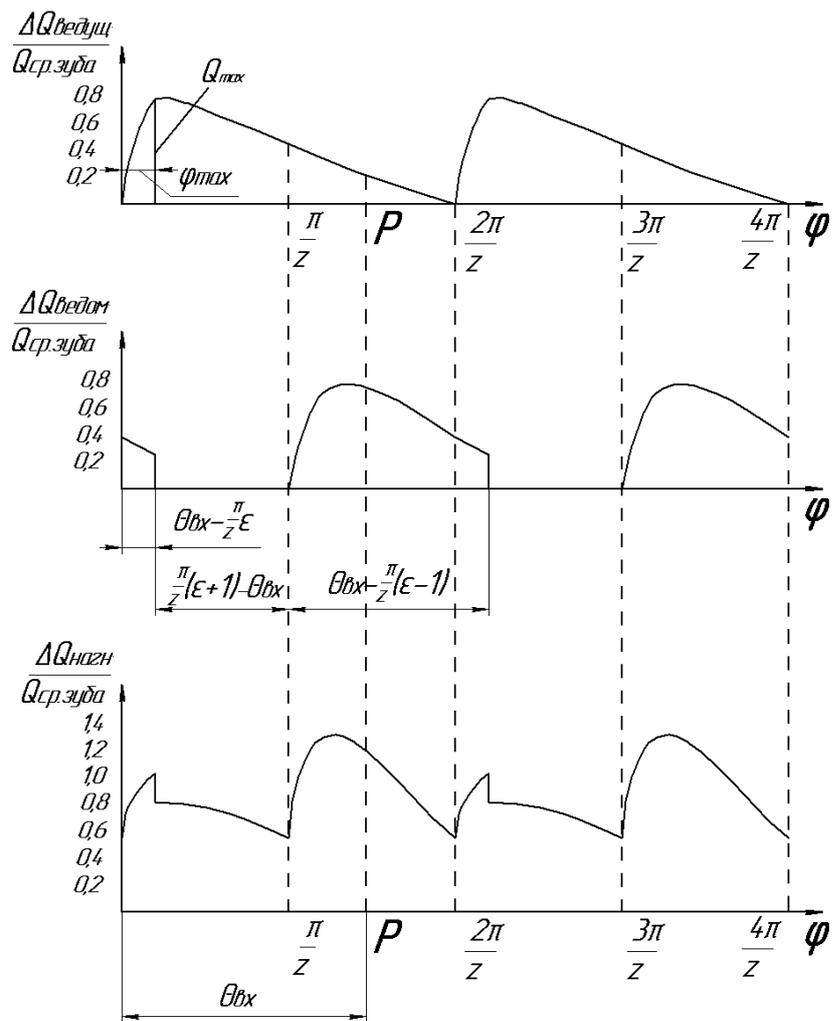


Рисунок 2.14. Зависимость теоретической подачи вытеснения шестеренного качающего узла от угла поворота.

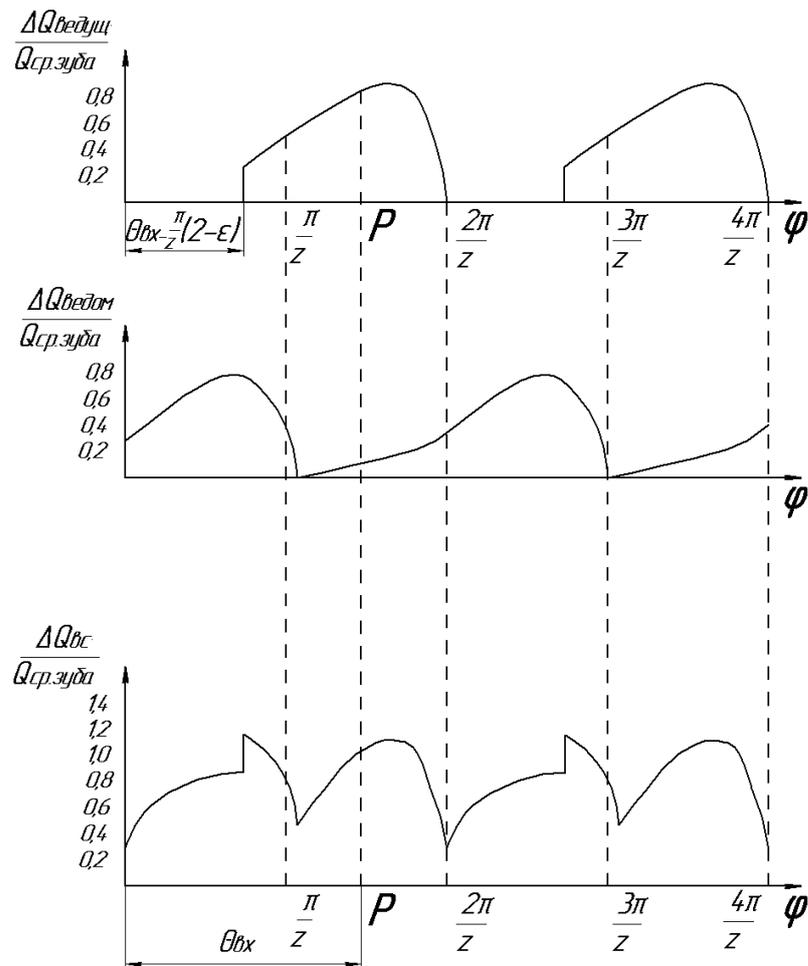


Рисунок 2.15. Зависимость теоретической подачи заполнения шестеренного качающего узла от угла поворота.

В зоне всасывания процессы заполнения межзубовых впадин происходят несколько иначе. В этой зоне зуб ведомой шестерни вскрывает впадину на протяжении всего угла поворота от положения оси зуба в полюсе до момента выхода зуба из впадины ведущей. Зуб ведущей же вступает в работу в момент расцепления шестерен. Такие зависимости позволяют определить основы частоты процесса вытеснения и заполнения шестерен, равную первой и удвоенной частоте их зацепления (рис. 2.16), т.к. в этих процессах участвуют по два зуба, вступающих в работу попеременно через угол $\frac{\pi}{z}$, причем на всасывании наиболее интенсивной является 2-я зубцовая гармоника. Поэтому у двух основных источников колебаний шестеренного насоса разные основные частоты процесса: у процесса запираения жидкости основная частота совпадает с частотой зацепления шестерен, а основная частота второго источника, связанного с неравномерной подачей жидкости – удвоенная частота зацепления. Такая

особенность позволяет диагностировать данные источники при исследовании виброакустических свойств насоса.

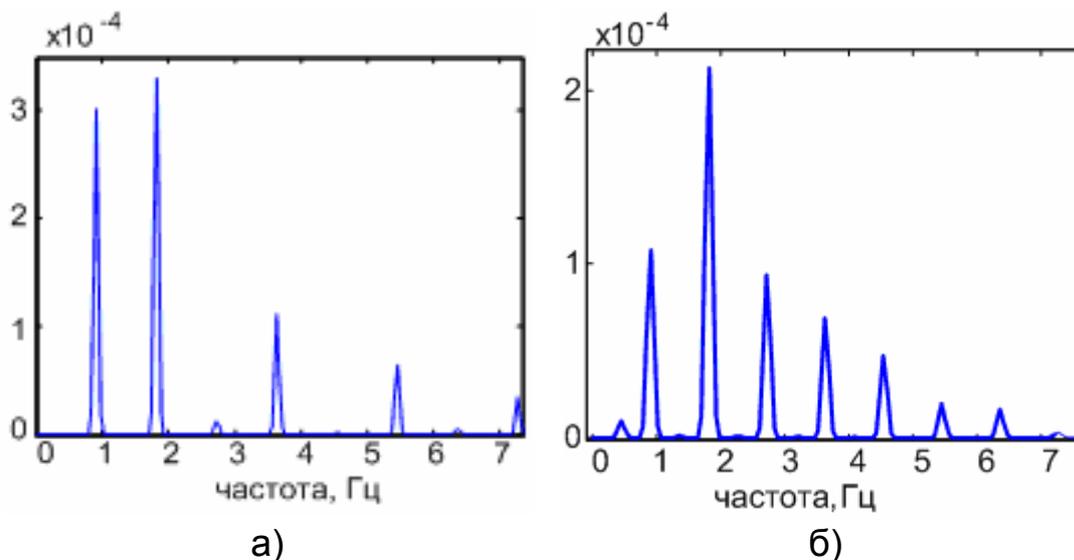


Рисунок 2.16. Спектры теоретической подачи жидкости в зоне нагнетания (а) и всасывания (б).

Основные особенности взаимодействия динамических процессов в комбинированном насосе представлены на рис. 2.17. Видно, что источник, связанный с запираемостью жидкости, в основном определяет вибрационное состояние насоса и присоединенной механической системы, т.к. он значительно превышает по мощности другой источник, обусловленный неравномерной подачей. Однако, при воздействии на присоединенную гидравлическую систему оба источника имеют сравнимое влияние, поскольку запираемый объем отсекается от линии нагнетания и всасывания и воздействует на их через перемещение подпятника – его отжатие и импульсными утечками через торцевое уплотнение.



Рисунок 2.17. Взаимодействие динамических процессов в комбинированном насосном агрегате.

Рассмотрим процессы возбуждения высокочастотных осевых вибраций, возбуждаемых запирианием жидкости в шестеренной ступени комбинированного насоса и вызываемые ими колебания шнекоцентробежной ступени.

Интенсивное осевое виброн нагружение ротора подкачивающей ступени вызывает повышенный износ подшипникового узла насоса. Силовой анализ работы шестеренной ступени и процессов, проходящих в зоне защемления, показал, что основной причиной высокочастотной осевой вибрации является нескомпенсированность осевых сил, действующих со стороны рабочей жидкости на подвижный и неподвижный подпятники. Подвижный подпятник, за счет наличия демпфирующей полости, несколько позже подвергается воздействию осевой силы (рис. 2.18). Наличие демпфирующей полости подвижного подпятника приводит к временной силовой нескомпенсированности $F_{л}(t) \neq F_{пр}(t)$, учитываемой изложенной ниже математической моделью.

В целях расчета осевых сил, действующих на подпятники, давление нагнетания насоса разбивается на три зоны (рисунок 2.19):

1-я - зона полного давления нагнетания $P_{нагн}$ ($\psi=90^\circ$);

2-я - переходная зона от нагнетания к всасыванию, где давление падает от $P_{нагн}$ до $P_{вс}$ пропорционально углу ($\varphi=180^\circ$);

3-я зона давления всасывания $P_{вс}$ ($\chi=90^\circ$);

Каждая зона, в свою очередь, разбивается на два участка:

1-й участок, ограниченный радиусами головок R_e и впадин R_i , т.е. участок, охватывающий высоту зуба, на котором давление принимаем постоянным;

2-й участок, ограниченный радиусами впадин R_i и минимальным радиусом контакта r_2 , на котором давление падает по логарифмическому закону.

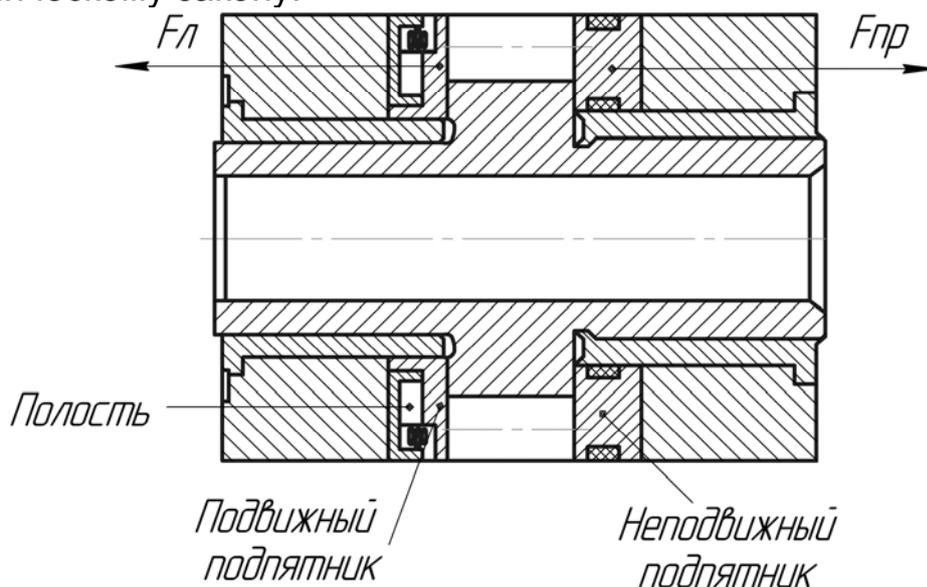


Рисунок 2.18. Схема действия осевых сил на подпятники.

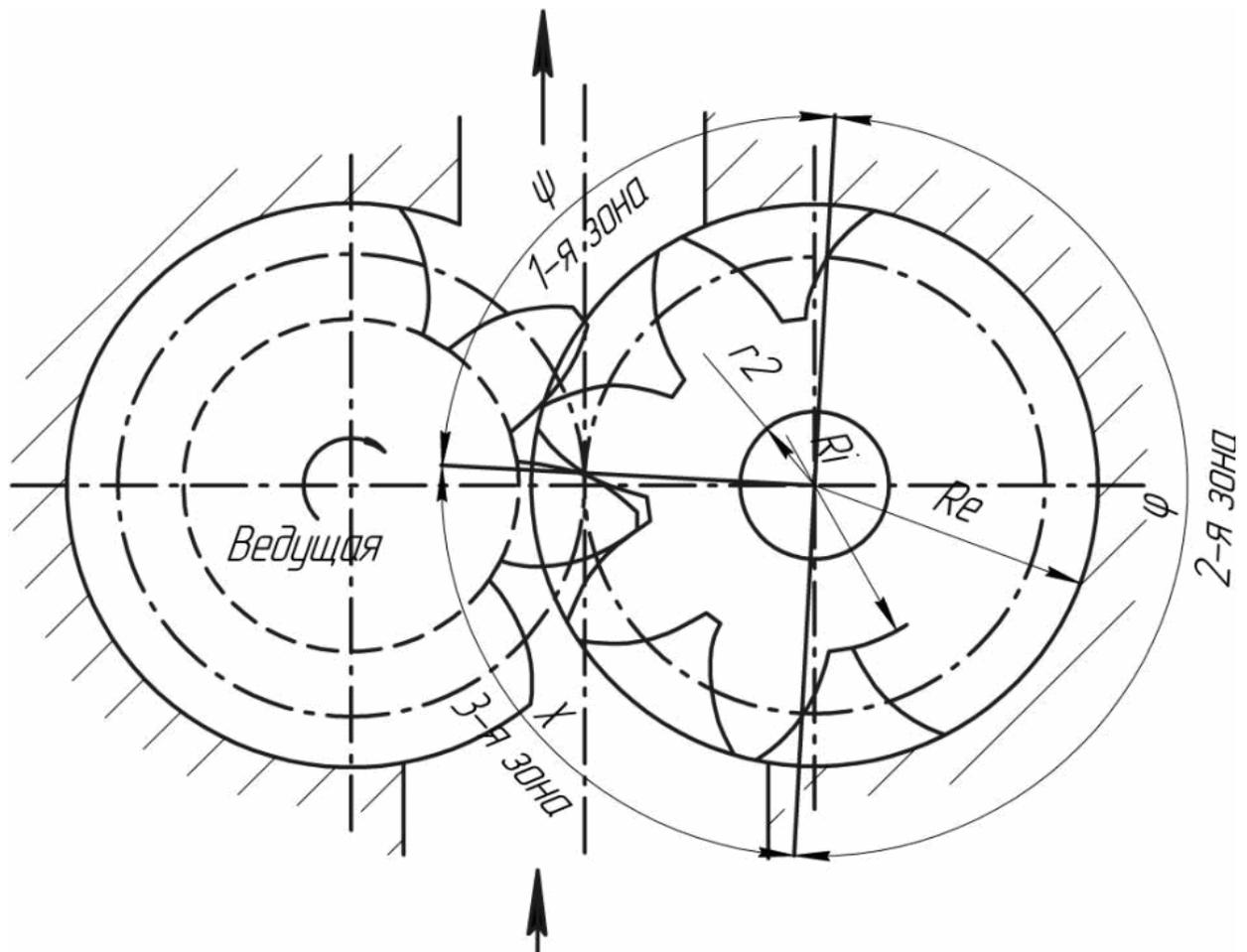


Рисунок 2.19. Схема разбиения давления нагнетания на расчетные зоны.

Для построения математической динамической модели шестеренной ступени предполагаем, что осевая сила, действующая на неподвижный подпятник, описывается следующей зависимостью:

Для зуба ведущей шестерни:

$$F(t) = \begin{cases} \frac{(P_{НАГН} - P_{ВС}) \cdot S}{\varphi} \cdot \beta(t) + P_{ВС} \cdot S & \text{а)} \\ P_{НАГН} \cdot S & \text{б)} \\ \frac{(P_{ВС} \cdot S - F_{\beta}) \cdot 2}{\beta_{ЗАР}} \cdot \beta(t) + F_{\beta} - \frac{(P_{ВС} \cdot S - F_{\beta}) \cdot 2}{\beta_{ЗАР}} \cdot (\varphi + \psi) & \text{в)} \\ P_{ВС} \cdot S & \text{г)} \end{cases}$$

а) если $0 \leq \beta(t) \leq \varphi$,

б) если $\varphi < \beta(t) \leq \varphi + \psi$,

в) если $\varphi + \psi < \beta(t) \leq \varphi + \psi + \beta_{зап}/2$,

г) если $\varphi + \psi + \beta_{зап}/2 < \beta(t) \leq \varphi + \psi + \chi$

где $F_{\beta} = k \cdot P_{НАГН} \cdot S$ - предполагаемый скачок осевой силы в момент образования запертого объема.

Для зуба ведомой шестерни:

$$\beta_2(t) = \beta(t) + \Delta, \text{ где межзубовой угол } \Delta = \frac{360}{z}$$

Суммарная осевая сила, действующая на неподвижный подпятник:

$$F_{sum}(t) = \sum_{i=1}^{11} F_i(t).$$

Для подвижного подпятника вводим учет временной задержки $\Delta t = 0,000284\text{с}$ (четверть времени существования запертого объема) вследствие действия демпфирующей полости подпятника.

$$t1(t) = t + \Delta t, \beta_s(t) = \omega \cdot t1(t)$$

Осевая сила, действующая на подвижный подпятник, описывается аналогичной зависимостью. Результирующая осевая сила, действующая в шестеренной ступени насосного агрегата равна:

$$F_{summar}(t) = F_{sum}(t) - F_{sums}(t).$$

Графики осевой силы и полученного спектра представлены на рисунках 2.20-2.22.

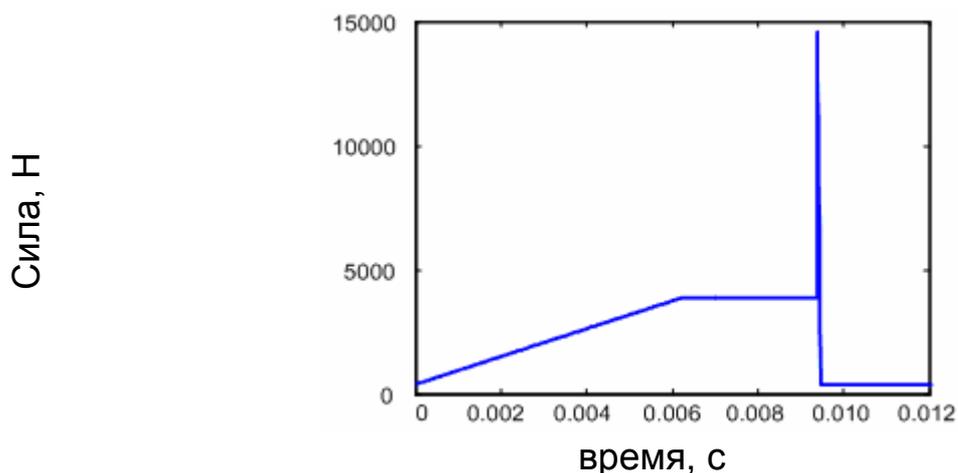


Рисунок 2.20. Осевая сила зуба, действующая на неподвижный подпятник.

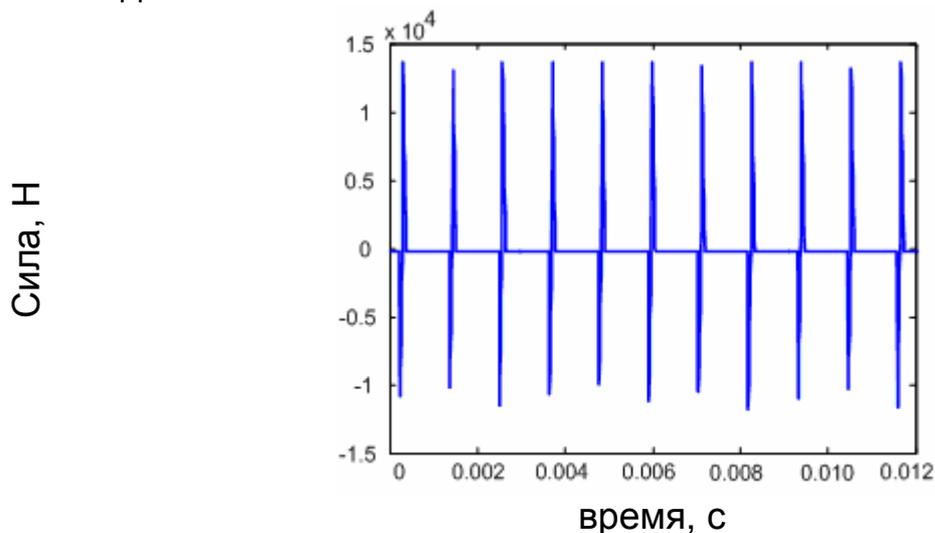


Рисунок 2.21. Результирующая осевая сила.

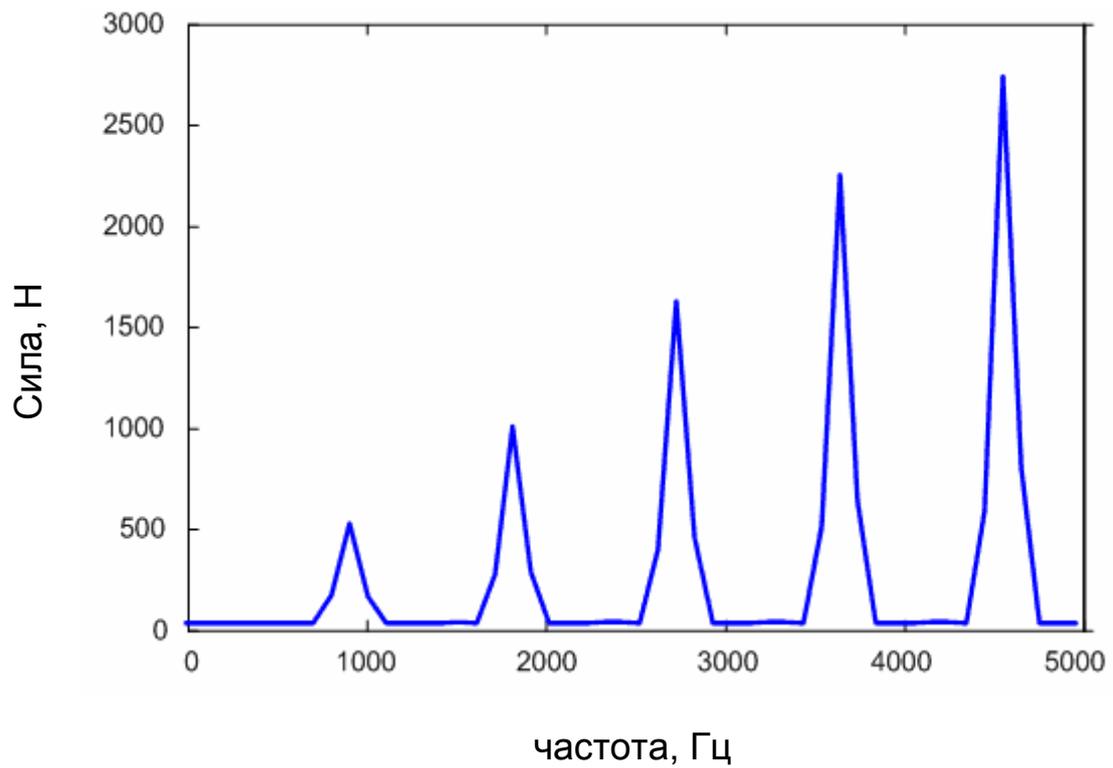


Рисунок 2.22. Спектр результирующей осевой силы.

2.5. РЕЗУЛЬТАТЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ

В результате моделирования выявлено, что на определенных режимах происходит совпадение частотного диапазона срыва концевых вихрей с собственными частотами шнека и высшими гармониками пульсаций давления ШС. При этом усиливается вибрация шнека, тем самым, вызывая интенсификацию концевой кавитации. А это в свою очередь приводит к усилению вибрации шнека и ротора ШЦС (рисунок 2.23), поэтому для снижения интенсивности источников вибронегрузения ротора ШЦС необходимо устранить влияние пульсаций ШС и снизить вероятность взаимодействия их с концевыми вихрями и собственными частотами шнека.

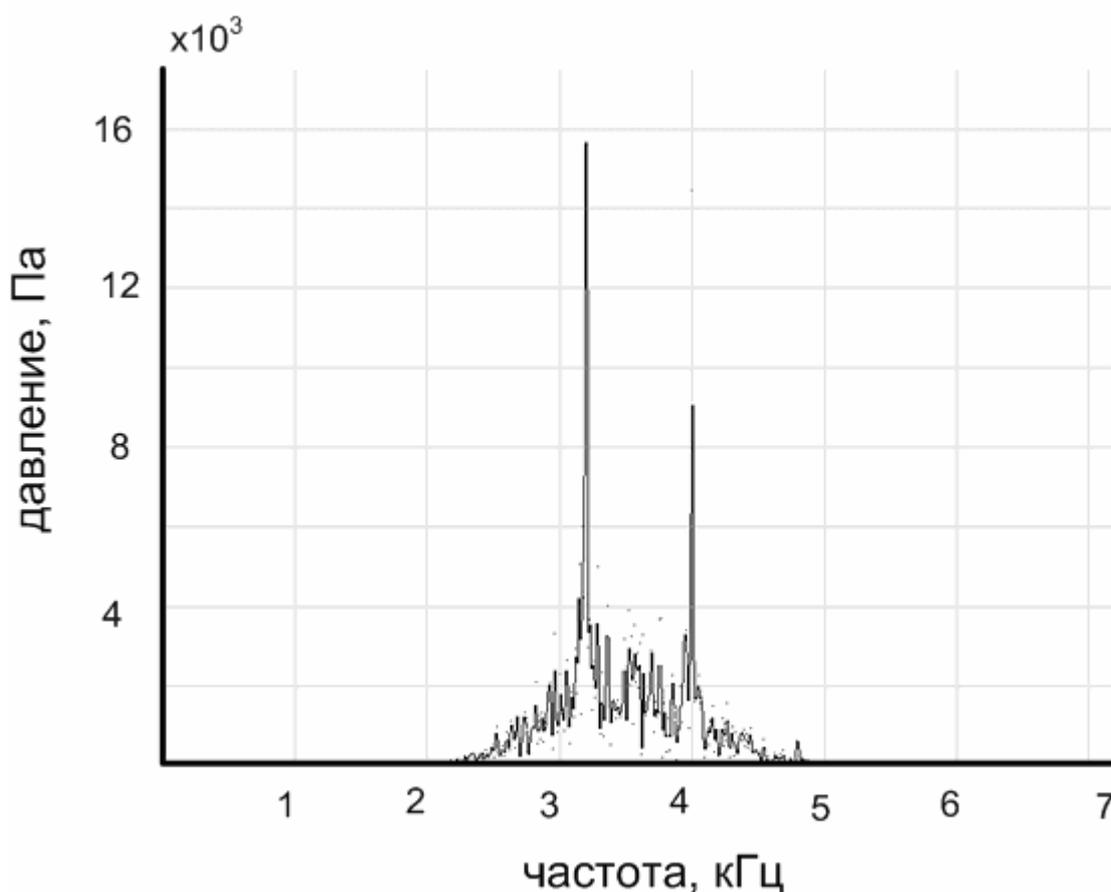


Рисунок 2.23. Пульсации давления на входе в ШЦС

3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В НАСОСНОМ АГРЕГАТЕ

Для проверки адекватности разработанной во второй главе модели были проведены детальные исследования его динамических и виброакустических характеристик в полунатурной компоновке топливной системы. Применены современные методы анализа обработки быстропеременных процессов с помощью вейвлет анализа и лазерных методов визуализации.

3.1. ОПИСАНИЕ СТЕНДОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ И СИСТЕМЫ ИЗМЕРЕНИЙ

Исследование виброакустических процессов в комбинированном топливном насосе и присоединенной трубопроводной системе проводилось на стендовом оборудовании, имитирующем штатную систему топливопитания авиационного ТРДДФ (рисунок 3.1). Помимо основного испытуемого агрегата, размещенного на присоединительном фланце мультипликатора, полунатурная компоновка системы включает в себя следующие агрегаты (рисунок 3.2): агрегат дозирования топлива АДТ, центробежный насос ЭЦН, фильтр низкого давления ФНД, а также распределитель топлива РТ. С выхода РТ топливо поступает через имитатор форсунок в станцию очистки и далее сливается через теплообменник в бак.

Используемое для исследования виброакустических процессов стендовое оборудование обладает нижеследующими техническими характеристиками.

Состав стенда:

- пульт управления и контроля работы;
- мультипликатор с двумя посадочными местами для устанавливаемых насосов;
- станция смазки и охлаждения мультипликатора;
- силовой электрический привод мультипликатора, состоящий из электродвигателя и вентилятора для обдува последнего;
- блок питания насосов изделия, состоящий из бака объемом $V=200$ литров для рабочей жидкости с системами подкачки и наддува бака азотом под давлением $(0,5...2)$ кгс/см² и системой охлаждения;
- блок фильтрации рабочей жидкости на выходе из объекта.

Система регистрации и обработки информации испытательного комплекса позволяет записывать, хранить и обрабатывать измеряемые сигналы при помощи автоматизированных систем цифровой обработки. В ее состав регистрации и обработки сигналов

входит двухканальный анализатор спектра «Symphonie» компании 01dB-Steel.

Пульсации давления определялись на входе и выходе ШЦС и ШС; виброускорение в осевом направлении измерялись на фланце подвода топлива, фланце соединения ступеней.

В таблице 3.1, 3.2 представлены характеристики акселерометров и датчиков пульсаций, применяемых в исследованиях.

Таблица 3.1. Основные технические характеристики вибропреобразователя «AP2037».

Наименование	Значение
Осевая чувствительность ($\pm 10\%$)	10 мВ/г
Относительная поперечная чувствительность	<5%
Максимальный удар (пиковое значение)	$\pm 5\,000$ г
Частотный диапазон (неравномерность ± 1 дБ)	0,5...15 000 Гц
Собственная частота в закрепленном состоянии	>45 кГц
Масса	10 г

Таблица 3.2. Основные технические характеристики датчиков пульсаций PCB.

Наименование	Значение
Диапазон измерений ($\pm 5V$)	3450 кПа
Чувствительность ($\pm 1\text{mV/psi}$)	1.45 mV/ kPa
Разрешающая способность	0.07 кПа
Резонансная частота	≥ 400 кГц

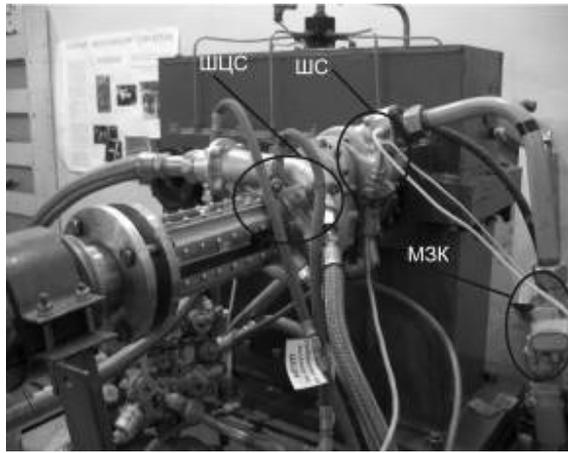


Рисунок 3.1. Внешний вид стендовой установки

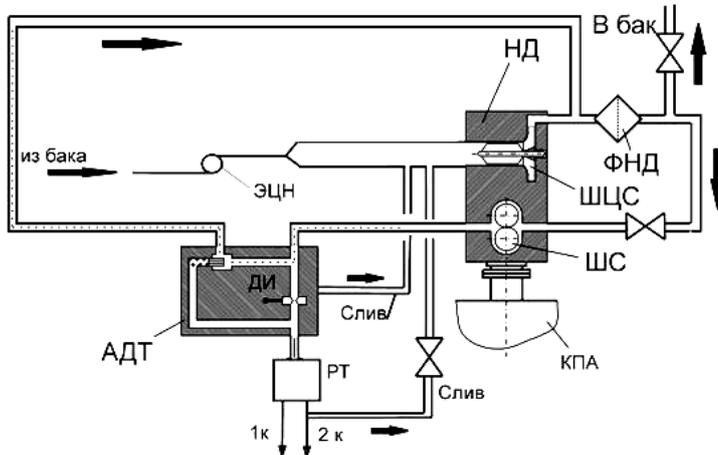


Рисунок 3.2. Схема установки для исследования характеристик агрегата НД: НД – насос двойной; ШЦС – шнеко-центробежная ступень насоса; ШС – шестеренная ступень насоса; ФНД – фильтр низкого давления; ЭЦН – центробежный насос; КПА – коробка приводов агрегатов; РТ – распределитель топлива; ДИ – дозирующая игла; АДТ – агрегат дозирования топлива.

3.2. ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗДЕЙСТВИЯ ШЕСТЕРЕННОЙ И ШНЕКОЦЕНТРОБЕЖНОЙ СТУПЕНИ НА ВИБРАЦИОННОЕ СОСТОЯНИЕ НАСОСНОГО АГРЕГАТА

Проведены следующие стендовые исследования динамических характеристик насосного агрегата:

1. увеличение расхода с 600 до 6400 кг/час (увеличение угла РУД с 0 до 40°);
2. увеличение слива на вход ШЦС с 150 до 800 кг/час;
3. изменение давления на входе в насос от $0,8 \cdot 10^5$ до $1,45 \cdot 10^5$ Па;
4. увеличение расхода через ШЦС до 13000 кг/час при постоянном давлении на выходе ШС;
5. визуализация структуры потока на входе в шнекоцентробежную ступень методом «лазерного ножа» [52].

В процессе проведения экспериментов регистрировались следующие параметры:

- пульсации давления топлива на входе и выходе ШЦС;
- пульсации давления топлива на входе и выходе ШС;
- осевое виброускорение на фланце подвода топлива и на фланце соединения ШЦС и ШС (место нахождения графитового подшипника);
- радиальное виброускорение на фланце подвода топлива
- расход на входе в насос.

Исследования проведены в широком диапазоне оборотов. Так как характер изменения в целом одинаковый, ниже будет рассмотрен режим работы насоса с частотой вращения 4800 об/мин. Измерения проводились с помощью двухканального анализатора спектра, вследствие чего время начала переходного процесса в некоторых случаях не совпадает.

1. Увеличение угла РУД с 0° до 40°

Изменение избыточного давления и расхода топлива на входе в насос представлено в таблице 3.3. При увеличении расхода амплитуда пульсаций давления топлива обеих ступеней и осевое виброн нагружение возрастает. На рисунках 3.3, 3.4 представлены пульсации давления на входе и выходе ШС при угле РУД, равном 0 и 40 градусам. При увеличении расхода увеличивается давление на выходе из агрегата, вследствие чего увеличивается и амплитуда пульсаций на выходе ШС.

В ходе измерений установлено, что основной вклад в спектре осевой вибрации на фланце подвода топлива и фланце соединения ШЦС и ШС вносят составляющие с частотой свыше 3 кГц (рисунки 3.5, 3.6). В спектре пульсаций на входе в ШЦС заметное увеличение амплитуды в диапазоне частот 2,5 – 4,5 кГц (рисунки 3.7), что соответствует частотному диапазону срыва вихрей. Причем на входе

в ШЦС интенсифицируется лишь та составляющая, кратная роторной, которая находится в диапазоне собственных частот шнека. Из спектров пульсаций ШС (рисунки 3.8) следует, что при увеличении давления нагнетания происходит интенсификация высокочастотных пульсаций.

Таблица 3.3. Статические давления и расходы исследуемых режимов

№ п/п	Давление, 10^5 Па					Расход на входе в насос, кг/час
	вход ШЦС	выход ШЦС	вход ШС	выход ШС	2-ой контур	
1	1,8	7,5	6	35	2	585
2	1,2	7	6	95	78	6400
3	1,5	7	6	50	48	6400, $Q_{\text{слив.}}=300$
4	0,15	6	1,3	95	76	13000

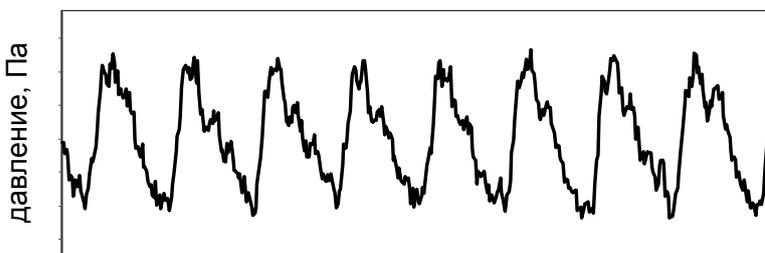


Рисунок 3.3. Пульсации давления топлива на входе в ШС при угле РУД = 40^0 , $n=4800$ об/мин, $P_{\text{ВЫХ}} = 95 \cdot 10^5$ Па, $P_{\text{ВХ}} = 6 \cdot 10^5$ Па.

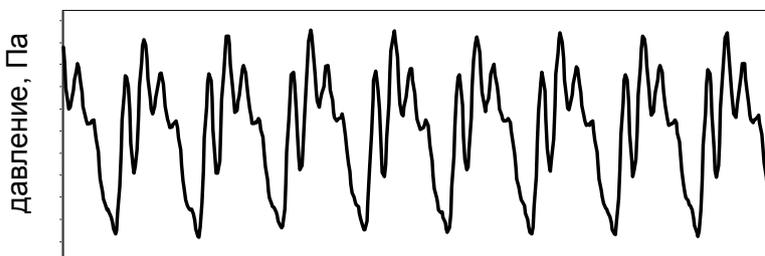


Рисунок 3.4. Пульсации давления топлива на выходе из ШС при угле РУД = 40^0 , $n=4800$ об/мин, $P_{\text{ВЫХ}} = \cdot 10^5$ Па, $P_{\text{ВХ}} = 6 \cdot 10^5$ Па.

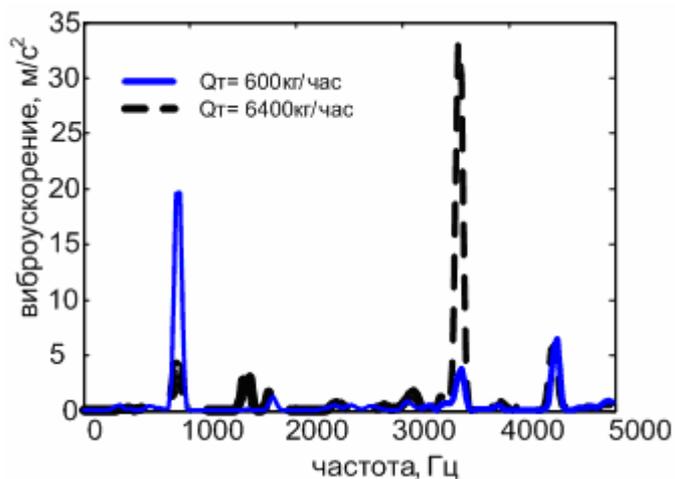


Рисунок 3.5. Амплитудный спектр осевой вибрации на фланце подвода топлива при угле РУД = 0° (600 кг/час) и 40° (6400 кг/час)

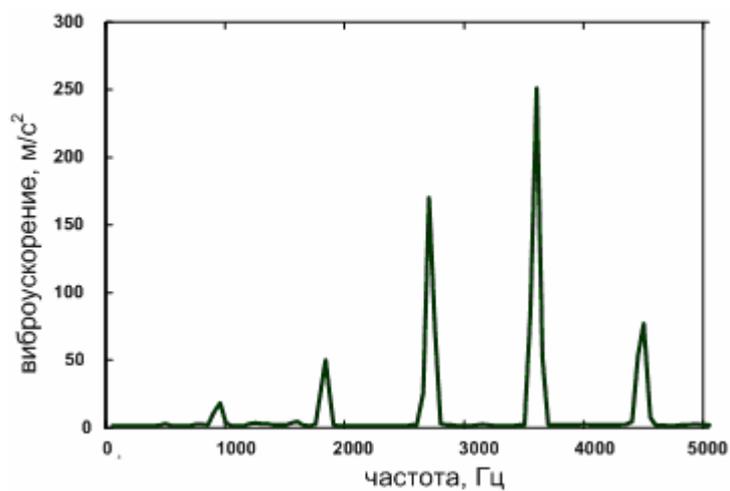


Рисунок 3.6. Амплитудный спектр осевой вибрации на фланце соединения ШЦС и ШС при угле РУД = 40°

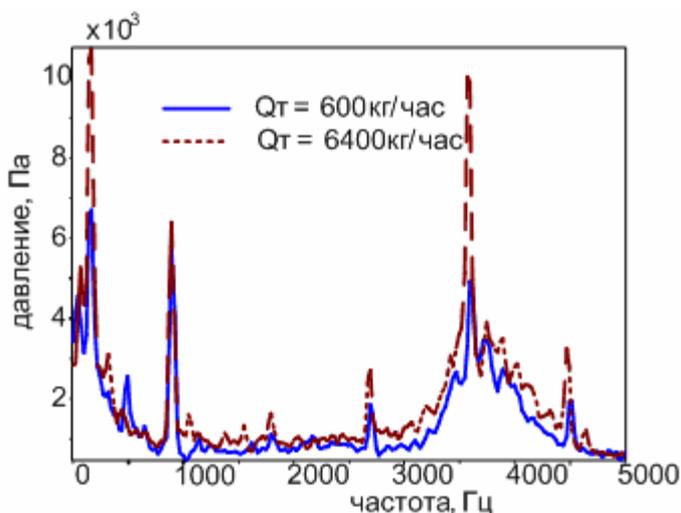


Рисунок 3.7. Амплитудный спектр пульсаций давления на входе в ШЦС при угле РУД = 0° (600 кг/час) и 40° (6400 кг/час)

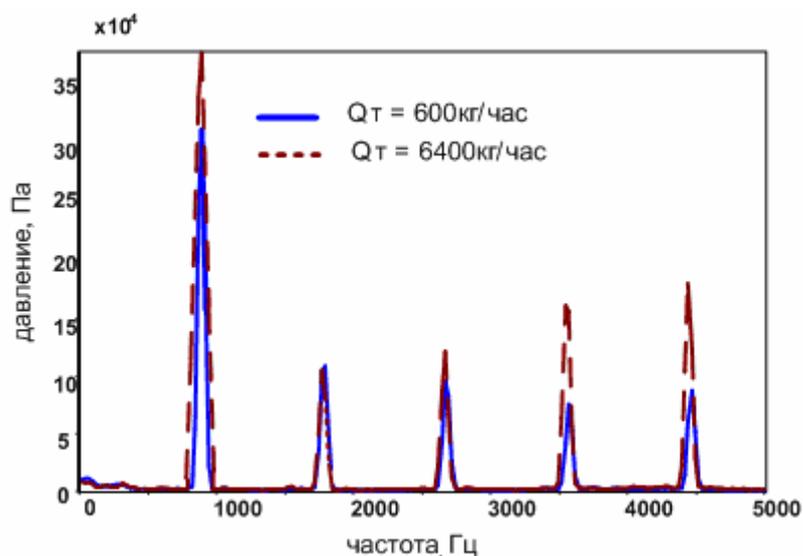


Рисунок 3.8. Амплитудный спектр пульсаций давления на выходе ШС при угле РУД = 40° , $n=4800$ об/мин, $P_{\text{ВЫХ}} = 35 \cdot 10^5$ Па при 600 кг/час, $95 \cdot 10^5$ Па при 6400 кг/час.

Для детального исследования особенностей сигнала виброускорения с целью идентификации источника, а также выявления импульсного характера необходимо исследовать частотно-временную характеристику. Рассмотрим возможность применения вейвлет – анализа, преимущество которого перед преобразованием Фурье заключается в высокой разрешающей способности во времени. Непрерывный вейвлет-анализ представляет собой достаточно гибкий и в то же время весьма мощный инструмент временного и спектрального анализа, целью которого является построение частотно-временных характеристик сигналов, во многом проясняющих

природу не только сигналов в целом, но также их составляющих. Непрерывное вейвлет-преобразование одномерной функции $f(t)$ есть [50, 58]:

$$w(a,b) = a^k \int_{-\infty}^{\infty} f(t) \psi^* \left(\frac{t-b}{a} \right) dt$$

где $\psi(t)$ - вещественная или комплексная функция.

Общее представление о спектрально-временной структуре сигнала можно получить по распределению модуля коэффициентов вейвлет-преобразования. Ширина полосы, получаемой при разложении гармонического сигнала, характеризует спектральное разрешение используемого анализирующего вейвлета. Распределение фазы вейвлет-преобразования менее информативно, особенно для сложных сигналов. В то же время, именно фаза дает наиболее точную информацию об особенностях в сигнале, именно по распределению фазы можно с большой точностью идентифицировать момент смены частоты.

По спектрограммам пульсаций давления осевого виброускорения и пульсаций давления ШС, построенных с помощью вейвлет преобразования следует, что на высоких частотах вибронегрузение носит импульсный характер (рисунок 3-6; прил.)

Рассматривая подробнее изменение интенсивности виброускорения на частоте 3600 Гц можно сделать вывод, что на вибрации влияют пульсации ШС. Высокочастотные процессы в шнековом преднасосе также носят импульсный характер, но менее выражено, чем пульсации ШС.

2. Увеличение слива на вход ШЦС

При увеличении слива амплитуда пульсаций на входе в ШЦС и осевой вибрации на фланце подвода топлива уменьшалась. А именно уменьшается амплитуда 4-ой лопастной гармоники, что связано с уменьшением пульсаций на выходе ШС. Таким образом, исключается внешний путь прохождения пульсаций от ШС.

3. Изменение давления на входе в насос

Давление на входе изменялось с помощью наддува бака. При этом регистрировались пульсации давления на входе ШЦС и осевая вибрация на фланце подвода топлива на частоте вращения 3000 об/мин и различных давлениях на входе. На рисунке 3.9 представлены графики изменения амплитуды пульсаций от входного давления в диапазоне частот 0-10 кГц и 2500 – 6500 Гц. Характер изменения аналогичен вибронегрузению осевых насосов и обусловлен высокочастотными пульсациями. Изменение пульсаций от входного давления обязано своим происхождением кавитационным процессам.

4. Увеличение расхода через ШЦС при постоянном давлении на выходе из ШС.

Увеличение расхода при постоянном давлении на выходе ШС привело к уменьшению частотного диапазона концевой кавитации (рисунок 3.10). Спектры пульсаций на выходе ШС и виброускорения на фланце соединения ступеней не изменились. Уменьшилось давление на входе в шестеренную ступень, что привело к снижению амплитуды пульсаций первой зубцовой составляющей в 12 раз, второй зубцовой – в 1,8 раза.

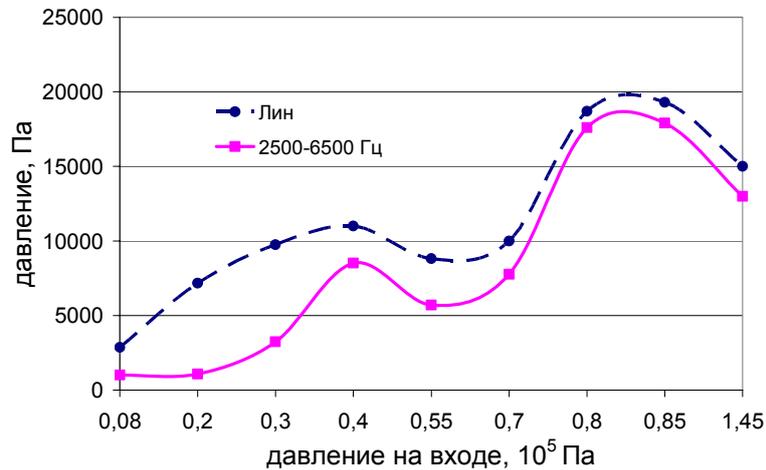


Рисунок 3.9. Изменение амплитуды пульсаций от входного давления в диапазоне частот 0-10 кГц и 2500 – 6500 Гц

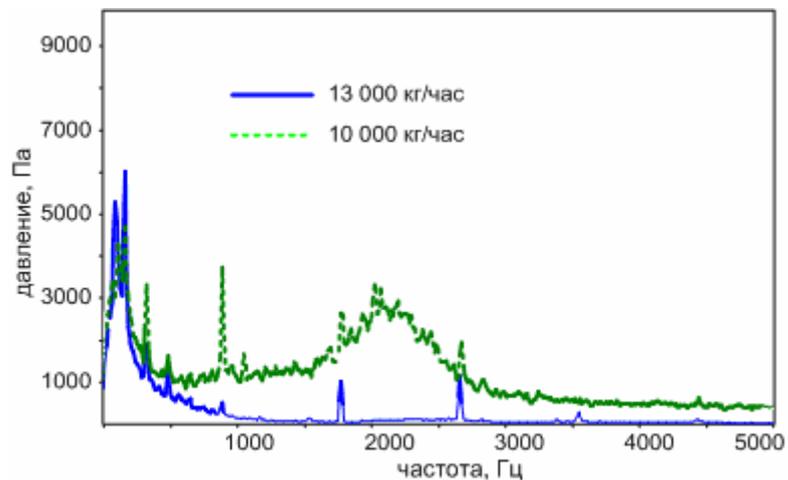


Рисунок 3.10. Спектры пульсаций давления на входе ШЦС при постоянном давлении на выходе ШС $P_{\text{вых}} = 95 \cdot 10^5$ Па.

5. Для визуализации характера течения жидкости на входе в шнеко-центробежную ступень была специально разработана оптически прозрачная вставка. Присоединительные фланцы вставки точно повторяют фланцы штатных элементов системы. Оптическая прозрачность вставки достигается применением 4 иллюминаторов размером 200x28 мм, изготовленных из специально шлифованного оргстекла толщиной 10 мм. При проектировании и изготовлении вставки особое внимание обращалось на сохранение цилиндричности поверхности проточного канала для исключения явлений вихреобразования и местных гидравлических потерь.

Для визуализации потока использовалась его подсветка различными источниками света: лампа накаливания, стробоскопическая лампа-вспышка и плоский световой пучок лазерного излучения. Документирование экспериментальных результатов осуществлялось с помощью фотокамеры (регистрация состояния потока в отдельные моменты времени) и видеокамеры (для последующего визуального анализа динамики процессов). Для визуализации светорассеивающих включений, присутствующих в тонком плоском слое потока керосина, разработан и изготовлен специальный лазерный осветитель на основе формирователя "лазерного ножа".

В качестве источника света в "лазерном ноже" использован He-Ne лазер непрерывного излучения ЛГН-125. Мощность излучения 50 мВт, длина волны 0,63 мкм. Диаметр луча на выходе лазера равен 3 мм. Доступная наблюдению область потока ограничена шириной иллюминатора вставки и составляет 28 мм. Оптическая схема со световым "ножом" для освещения тонкого вертикального слоя исследуемого потока представлена на рисунке 3.11. Плоский световой луч, формируемый оптической насадкой на лазере 1, с помощью поворотного зеркала 2 отклоняется до вертикали и, проходя сквозь верхнее и нижнее окна кюветы 3, освещает тонкий вертикальный слой исследуемого потока керосина. Результаты визуализации кавитационных процессов (рисунок 7, прил.) хорошо согласуются с теоретическим материалом, изложенным в разделе 2.2. Адекватность разработанной во второй главе модели взаимодействия вихревых возмущений в ШЦС с колеблющимися лопастями шнека с учетом влияния ШС подтверждается сравнением спектров пульсаций давления, полученных экспериментально и в результате расчета (рисунок 3.12).

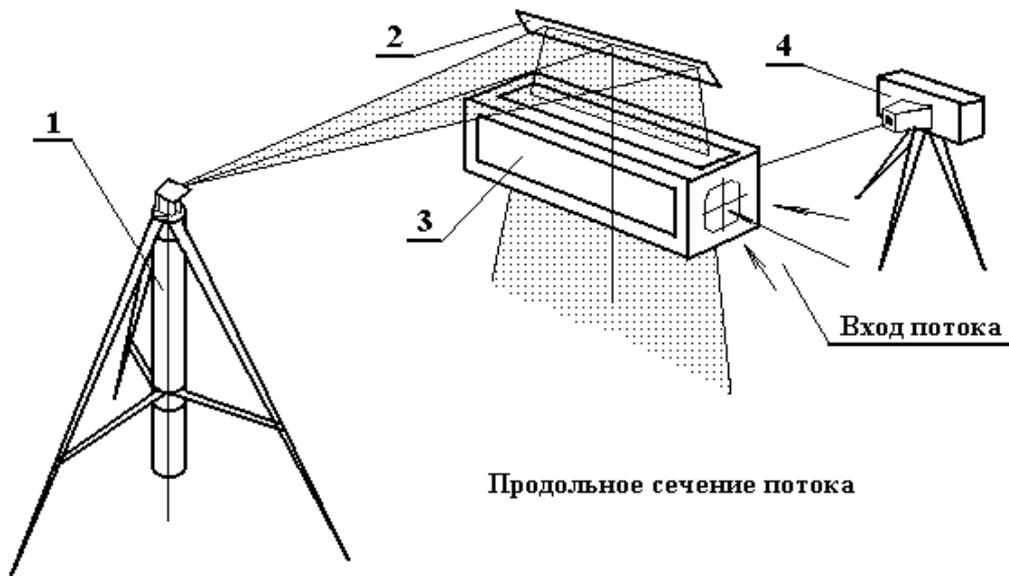


Рисунок 3.11. Схема расположения светового "ножа".

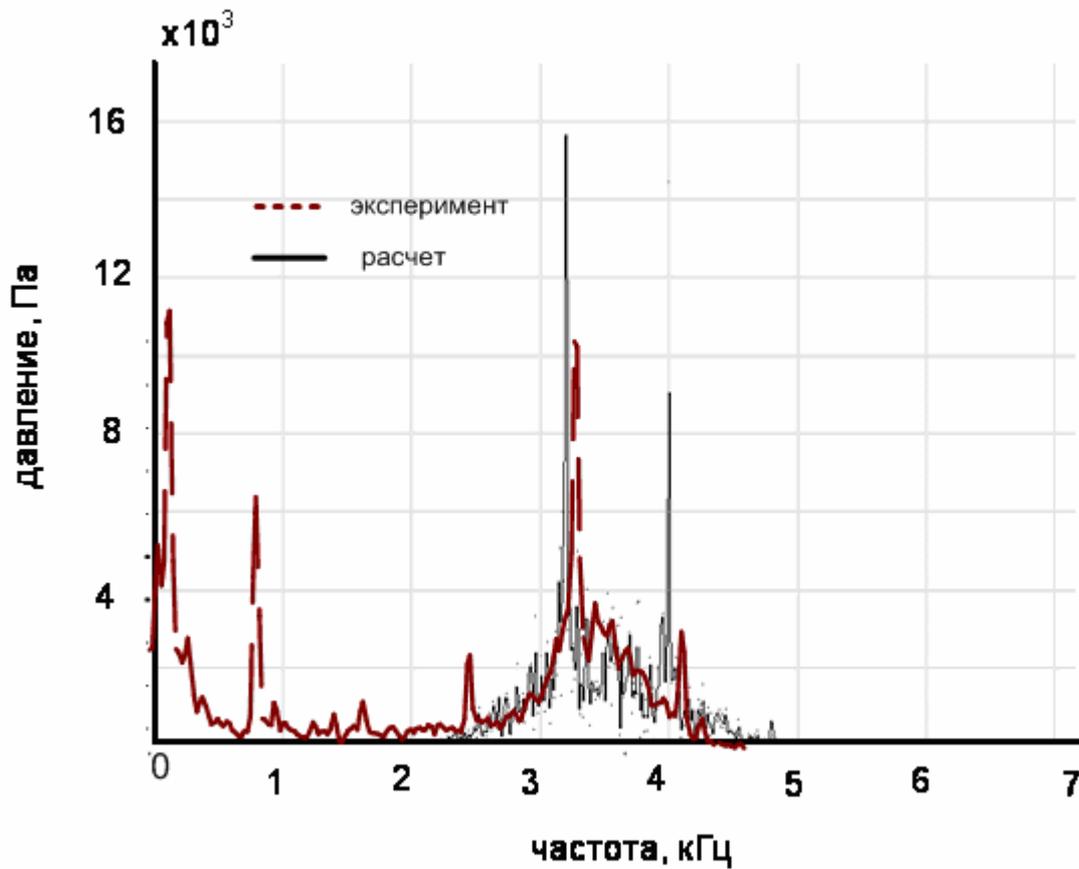


Рисунок 3.12. Экспериментальный и расчетный спектры пульсаций давления на входе ШЦС при $P_{\text{вых.шс}} = 95 \cdot 10^5$ Па, $Q_{\text{шцс}} = 6000$ кг/час.

4. ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ КАВИТАЦИОННЫХ ПРОЦЕССОВ НА ВНУТРЕННИЕ И ВНЕШНИЕ АКУСТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОСНОГО АГРЕГАТА

Работа насосных агрегатов, особенно в высотных условиях, зачастую сопровождается кавитационными явлениями, приводящих к повышенному износу деталей. Поэтому представляется важным разработка методов и средств определения и прогнозирования кавитационных режимов работы насоса. Одним из распространенных методов является виброакустическая диагностика. В настоящей главе рассмотрены вопросы влияния кавитации на внутренние и внешние акустические характеристики.

4.1. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ КАВИТАЦИИ В ШЕСТЕРЕННОЙ СТУПЕНИ

В результате расчета давления на входе в шестеренную ступень, при котором реализуется бескавитационная работа насоса для частоты вращения 2100 об/мин необходимое давление для бескавитационной работы составило $P_{вх}=1.1 \cdot 10^5$ Па.

Таким образом, рассмотрим три режима, представленные в таблице 4.1. Давление на входе подбиралось в результате расчета кавитационной характеристики и понижалось с помощью магнитного золотникового крана (МЗК). Регистрировались пульсации давления на входе и выходе ступени.

Таблица 4.1. Исследуемые режимы работы насосного агрегата

Режим	Штатный режим	Режим частичной кавитации	Режим развитой кавитации
Давление на входе в ШС, Па	$2,0 \cdot 10^5$	$0,66 \cdot 10^5$	$0,18 \cdot 10^5$
n, об/мин	2100		

Спектральный состав пульсаций на выходе из ступени практически постоянен, причем на всех режимах преобладает первая зубцовая (11 роторная) с частотой 390 Гц. В спектрах пульсаций на входе изменяется соотношение первой и второй зубцовых гармоник в зависимости от давления на входе (рисунки 4.1-4.3). При давлении $P_{вх}=0,66 \cdot 10^5$ Па увеличивается амплитуда второй зубцовой относительно первой в 2 раза. Пульсации давления шестеренной ступени были обработаны с помощью вейвлетных преобразований.

На рисунках 8 – 10 (прил.) приведены модули коэффициентов вейвлет-преобразования пульсаций при трех режимах, полученных с использованием комплексного вейвлета Морле. На спектрограмме пульсаций на входе при давлении $2.1 \cdot 10^5$ Па четко прослеживаются первая и вторая гармоники. При частичной кавитации интенсивность первой зубцовой гармоники существенно изменяется по времени, а второй – практически не изменилась. При большем понижении давления на входе в ступень происходит изменение интенсивности по времени и второй гармоники. Изменение интенсивности амплитуды гармоник во времени характеризует появление и развитие кавитации (режимы частичной и развитой кавитации – рисунки 9, 10; прил.).

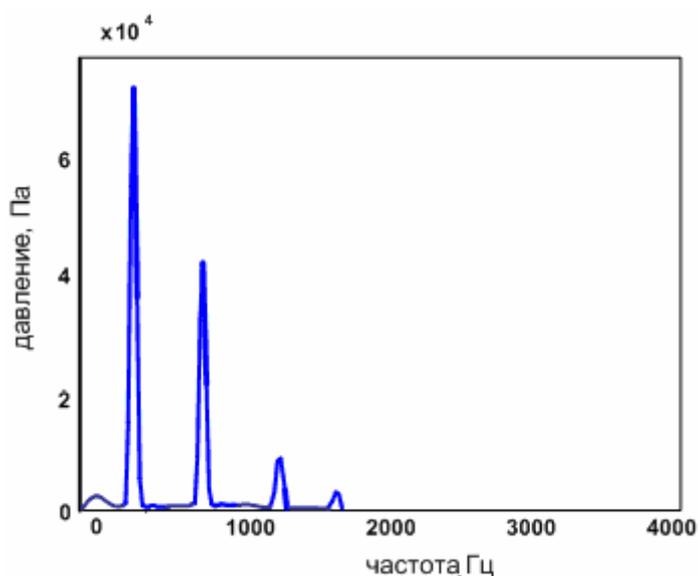


Рисунок 4.1. Спектр пульсаций давления на входе в ШС при $P_{вх} = 2,1 \cdot 10^5$ Па;

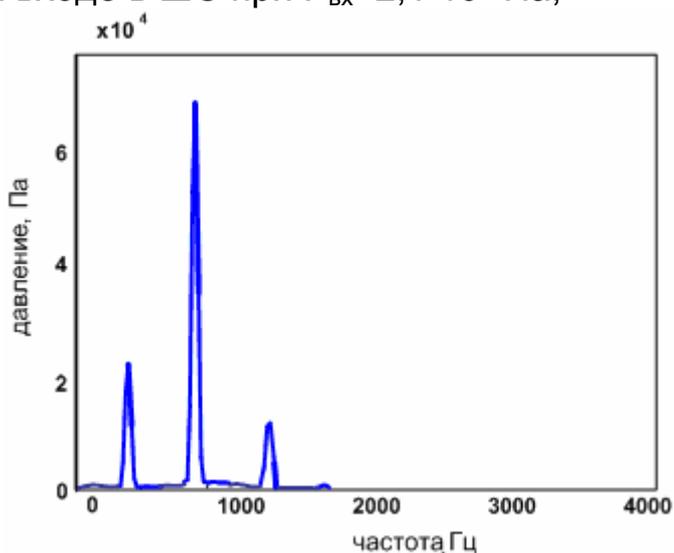


Рисунок 4.2. Спектр пульсаций давления на входе в ШС при $P_{вх} = 0,66 \cdot 10^5$ Па;

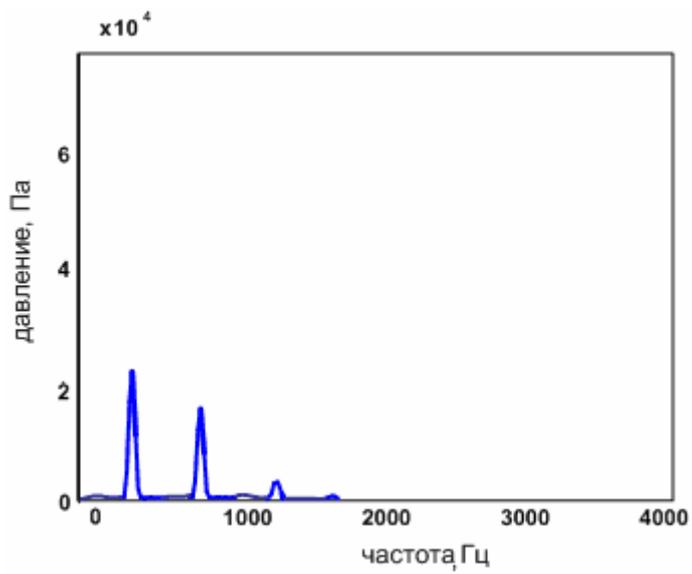


Рисунок 4.3. Спектр пульсаций давления на входе в ШС при $P_{вх}=0,18 \cdot 10^5$ Па;

4.2. ИССЛЕДОВАНИЕ ВНЕШНИХ АКУСТИЧЕСКИХ ПОЛЕЙ НАСОСНОГО АГРЕГАТА

Важную роль в обеспечении надежности агрегатов играет виброакустическая диагностика. Как показывает практика, диагностика необходима на всех этапах жизненного цикла механизма: от проектирования и изготовления до снятия с эксплуатации и в ремонтный период. Одна из особенностей виброакустической диагностики состоит в том, что отклонение параметров технического состояния от нормы нужно поставить в соответствие с отклонением параметров виброакустического сигнала. Важной задачей является идентификация соответствия вынужденных колебаний рабочего процесса с вибрацией и шумом. Актуальным вопросом при измерении шума является локализация источника, тем самым определение наиболее нагруженных элементов агрегатов. В связи с этим исследуется задача определения по шуму (звуковым полям) технического состояния и характеристик рабочего процесса.

4.2.1. АНАЛИЗ МЕТОДА АКУСТИЧЕСКОЙ ИНТЕНСИВНОСТИ

При изучении различных шумовых полей измерения звукового давления далеко не всегда дают исчерпывающую информацию об особенностях поля, особенно если оно имеет сложную пространственную структуру. Гораздо более полная информация может быть получена из анализа энергетических характеристик звукового поля: плотности потенциальной и кинетической энергии, вектора акустической интенсивности. Исследование энергетических характеристик позволяет в ряде случаев прояснить особенности структуры сложных звуковых полей, выявить закономерности их формирования.

Особый интерес представляет информация о векторе интенсивности: определение его величины и направления в различных точках звукового поля позволяет, в частности локализовать источник шума и вычислить его акустическую мощность. Весьма важно, что определение акустической мощности и локализация источника шума могут производиться на основе измерений интенсивности в его ближнем поле (измерение только звукового давления в ближнем поле, как уже указывалось, может привести к неверной оценке мощности источника).

Системы для измерений интенсивности звука основаны на фазовой согласованности двухканальной аппаратуры.

Математически активная составляющая интенсивности звука связана с градиентом фазы по формуле [112]:

$$I_r = \frac{-P_{rms}^2}{\rho c k} \cdot \frac{\partial \phi}{\partial r} \quad (4.1)$$

где $\frac{\partial \phi}{\partial r}$ - фазовый градиент звукового поля в направлении r , p_{rms}^2 - квадрат среднего давления, ρc - импеданс среды, k - волновое число.

Реактивная составляющая интенсивности J , связанная с градиентом амплитуды в звуковом поле и может быть выражена как:

$$J_r = \frac{-1}{2\rho c k} \cdot \frac{\partial p_{rms}^2}{\partial r} \quad (4.2)$$

где J_r - вектор реактивной интенсивности в направлении r . Двухканальный частотный анализатор в реальном времени способен измерять активную и реактивную интенсивность непосредственно.

Активная интенсивность используется для идентификации и определения звуковой мощности источника шума в присутствии других источников шума. Реактивная интенсивность позволяет получить информацию о структуре звукового поля. Реактивная интенсивность связана с градиентом потенциальной энергии в звуковом поле:

$$J_r = -\frac{c^2}{\omega} \text{grad} V_r \quad (4.3)$$

где V_r - потенциальная энергия между двумя точками в поле, ω - угловая частота.

4.2.2. АППАРАТНЫЕ МЕТОДЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ИНТЕНСИВНОСТИ ЗВУКА

Для стационарных шумовых полей составляющая вектора интенсивности вдоль выбранного направления x может быть выражена через взаимную корреляционную функцию $R_{pv_x}(\tau)$ звукового давления и составляющей колебательной скорости вдоль того же направления:

$$N_x = p(t)v_x(t) = p(t)v_x(t + \tau) \Big|_{\tau=0} = R_{pv_x}(0), \quad (4.4)$$

где τ - временная задержка [51]. Взаимная корреляционная функция $R_{pv_x}(\tau)$ связана Фурье-преобразованием с взаимным спектром $S_{pv_x}(f)$ давления и скорости:

$$R_{pv_x}(\tau) = \int_{-\infty}^{+\infty} S_{pv_x}(f) e^{i\omega\tau} df, \quad (4.5)$$

где f - линейная частота. Интенсивность связана с взаимным спектром соотношением

$$N_x = \int_{-\infty}^{+\infty} S_{pv_x}(f) df \quad (4.6)$$

т. е. взаимный спектр представляет собой не что иное, как спектральную плотность интенсивности. Для активной и реактивной составляющих интенсивности соответственно получаем

$$I_x = \int_{-\infty}^{+\infty} \text{Re}[S_{pv_x}(f)]df, \quad (4.7)$$

$$J_x = \int_{-\infty}^{+\infty} \text{Im}[S_{pv_x}(f)]df^*. \quad (4.8)$$

Выражения для плотности кинетической и потенциальной энергии через автокорреляционные функции звукового давления $R_{pp}(\tau)$ и составляющей v_x колебательной скорости $R_{v_x v_x}(\tau)$, а также через соответствующие этим корреляционным функциям спектры $S_{pp}(f)$ и $S_{v_x v_x}(f)$ могут быть получены аналогичным образом и имеют вид

$$U = \frac{R_{pp}(0)}{2\rho_0 c_0^2} = \frac{1}{2\rho_0 c_0^2} \int_{-\infty}^{+\infty} S_{pp}(f)df \quad (4.9)$$

$$T_{xx} = \rho_0 \frac{R_{v_x v_x}(0)}{2} = \frac{\rho_0}{2} \int_{-\infty}^{+\infty} S_{v_x v_x}(f)df \quad (4.10).$$

Наиболее распространенным способом измерения интенсивности настоящее время является, так называемый, «метод двух микрофонов», заключающийся в использовании двух приемников звукового давления, расположенных друг против друга на расстоянии значительно меньше длины волны. Сумма сигналов, снимаемых с микрофонов такого прибора, определяет среднее значение звукового давления в точке, находящейся между микрофонами.

$$P = \frac{P(A) + P(B)}{2} \quad (4.11)$$

где $P(A)$, $P(B)$ – звуковые давления в точках расположения микрофонов (рисунок 4.4).

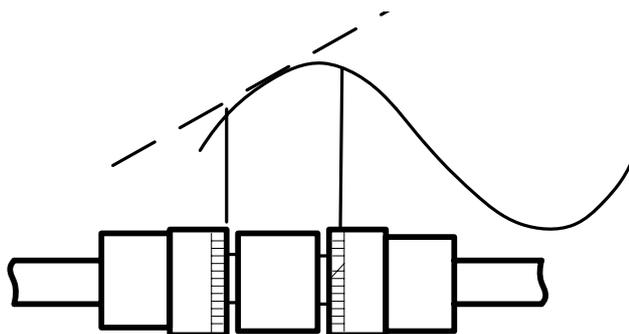


Рисунок 4.4. Определение интенсивности звука методом двух микрофонов

Для вычисления интенсивности необходимо знать величину колебательной скорости. Согласно уравнению Эйлера, эта величина связана с градиентом давления, составляющая которого вдоль оси, соединяющей микрофоны, может быть, приблизительно, определена с помощью двух микрофонов путем, конечно - разностной аппроксимации.

Тогда

$$V_x = \frac{1}{\zeta_0} \int \frac{P(A) + P(B)}{2\Delta r} df, \quad (4.12)$$

где Δr – расстояние между микрофонами; ζ_0 – плотность среды.

Тогда, составляющая вектора активной интенсивности вдоль оси, соединяющей микрофоны, может быть вычислена по формуле:

$$I_x = -\frac{P(A) + P(B)}{2\zeta_0\Delta r} \int [P(B) - P(A)] df \quad (4.13)$$

Вычисление реактивной интенсивности:

$$J_x = -\frac{1}{\pi} \frac{P(A) + P(B)}{2\zeta_0\Delta r} \int \left[\int_{-\infty}^{\infty} \frac{P(A) - P(B)}{t - \tau} d\tau \right] df \quad (4.14)$$

Таким образом, для определения интенсивности методом двух микрофонов необходимо располагать следующими блоками: формирования суммы и разности сигналов, интеграторы, перемножители, блоки усреднения и другие звенья. Следует отметить, что при измерении интенсивности в практике часто ограничиваются активной составляющей.

Помимо, так называемых, прямых измерений интенсивности, получили распространение алгоритмы, основанные на спектральных представлениях.

Соответствующее выражение активной и реактивной интенсивности через взаимный спектр G_{AB} и автоспектры G_{AA} , G_{BB} имеют вид

$$I_x = \frac{1}{\zeta_0\Delta r} \int \frac{\text{Im} G_{AB}}{\omega} df \quad (4.15)$$

$$J_x = \frac{1}{\zeta_0\Delta r} \int \frac{G_{BB} - G_{AB}}{\omega} df \quad (4.16)$$

Для использования этих соотношений весьма эффективны алгоритмы быстрого преобразования Фурье (БПФ).

Для практической реализации данного метода необходимо иметь 2-х канальное устройство обработки сигналов и акустический зонд.

Направленные свойства интенсиметра определяются его возможностью измерить лишь ту составляющую колебательной скорости, которая соответствует оси, соединяющей микрофоны. Поэтому диаграмма направленности по интенсивности имеет дипольный характер [121].

Описание интенсиметра GRAS 50 AI

Интенсиметр (рисунок 4.5) включает пару согласованных по фазе микрофонов, два предусилителя, распорные втулки различной длины.

Микрофоны и предусилители установлены на прочной рамке друг напротив друга. Расстояние между микрофонами фиксируется с помощью распорок из твердого пластика, прикрепленных резьбовыми

шпильками к решетке микрофонов. Звук воздействует на каждый микрофон, проходя сквозь узкую щель между распоркой и решеткой микрофона. Благодаря этому достигается вполне определенное акустическое разделение микрофонов и минимальное проявление эффектов затенения и дифракции.



Рисунок 4.5.
Интенсиметрический зонд

В то время как влияние на амплитудные характеристики может быть очень малым, на фазовые характеристики зонда можно воздействовать малыми колебаниями проводов, несущих слабый сигнал. Поэтому предварительные усилители установлены непосредственно на микрофонах.

Верхний предел частотного диапазона зонда для измерения интенсивности определяется длиной микрофонной распорки. Градиент давления при использовании двух микрофонов, разнесенных в звуковом поле на небольшое расстояние, приводит к заниженному уровню интенсивности звука, но связанная с этим ошибка составляет менее одного децибела, до тех пор, пока расстояние между микрофонами будет меньше одной шестой длины волны. Это означает, что при измерениях в высокочастотном диапазоне необходимо применять более короткие распорки.

4.2.3. ПОСТРОЕНИЕ КАРТ ИНТЕНСИВНОСТИ ЗВУКА НАСОСНОГО АГРЕГАТА

Измерения интенсивности звука проводились на различных режимах по горизонтальной поверхности на расстоянии 25 см от верхней части корпуса насоса (рисунок 4.6). Помещение, в котором расположен стенд размером 6х4х3,5м.

Следующие три режима, описанные ниже соответствуют частоте 2100 об/мин и различным давлениям на входе в ШС ($P_{вх}=2.1 \cdot 10^5$ Па, $P_{вх}=0,66 \cdot 10^5$ Па, $P_{вх}=0,18 \cdot 10^5$ Па). Данные режимы выбраны из соображений выявления влияния пульсационного состояния на акустическое поле.

На всех режимах по картам интенсивности были получены на среднегеометрической частоте 400 Гц 1/3 октавной полосы отрицательные уровни интенсивности, что соответствует волнам, пришедшим не со стороны насоса. Очевидно, данное явление характеризуется присутствием стоячих волн вследствие небольшой высоты помещения. На частоте 800 Гц третьоктавной полосы

максимальный уровень 88 дБ соответствует ШС (рисунок 11, прил.). На рисунке 12 (прил.) изображены линии уровня при частичной кавитации. Уровень шума принадлежит шестеренной ступени и по интенсивности увеличился. При развитой кавитации источник шума на 800 Гц соответствует МЗК (рисунок 13, прил.).

Таким образом, проведенные экспериментальные исследования позволили установить связь между пульсационными характеристиками и внешними акустическими полями.

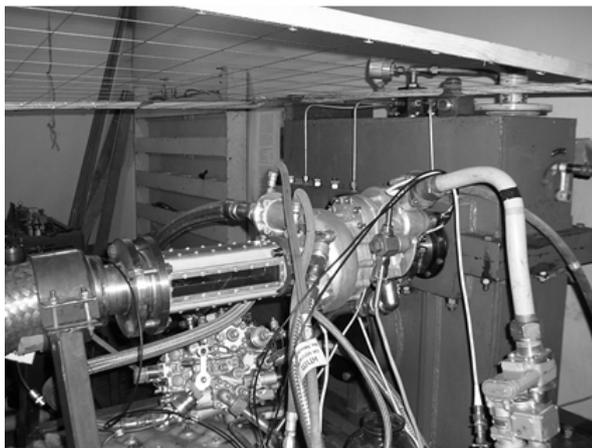


Рисунок 4.6. Комбинированный насосный агрегат с измерительной сеткой

4.3. ОЦЕНКА ВОЗМОЖНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ИНТЕНСИМЕТРИИ В ИССЛЕДОВАНИИ АКУСТИЧЕСКИХ ПОЛЕЙ И ДИАГНОСТИРОВАНИЯ НАСОСОВ

Произведена оценка возможности применения интенсивиметрии в исследовании акустических и вибрационных полей насосов и диагностирования с помощью цифрового спекл-интерферометра с непрерывным лазером (рисунок 4.7).

Для исследования собственных форм и частот колебания, а также возбуждаемых звуковых полей был изготовлен модельный объект в виде жестко зажатой по контуру мембраны. Массивная металлическая чаша имела дно, выполненное в виде тонкой мембраны толщиной 0,7 мм. Чаша была изготовлена из стали с характеристиками: $E=2.05 \cdot 10^{11}$ Па; $\sigma=0,26$; $\rho=7800 \text{ кг/м}^3$, где E - модуль Юнга, σ - коэффициент Пуассона, ρ - плотность материала чаши. Боковая стенка чаши имела толщину 20 мм. Предполагалось, что при возбуждении собственных колебаний мембраны, амплитуда колебаний стенок чаши будет пренебрежимо малой величиной. Характерный вид спеклограмм с формами колебаний на частотах 395, 800, 1614 Гц представлен на рисунках 4.8-4.10. На этих же частотах просканировано звуковое поле в параллельной плоскости на расстоянии 30 мм от мембраны. Карты активной интенсивности никакой полезной информации в себе не несут, в то время как

звуковые поля реактивной интенсивности (рисунки 14-16, прил.) соответствуют представленным вибрационным полям.

Таким образом, показана принципиальная возможность определения вибрационных полей сложных объектов по карте реактивной интенсивности звука.

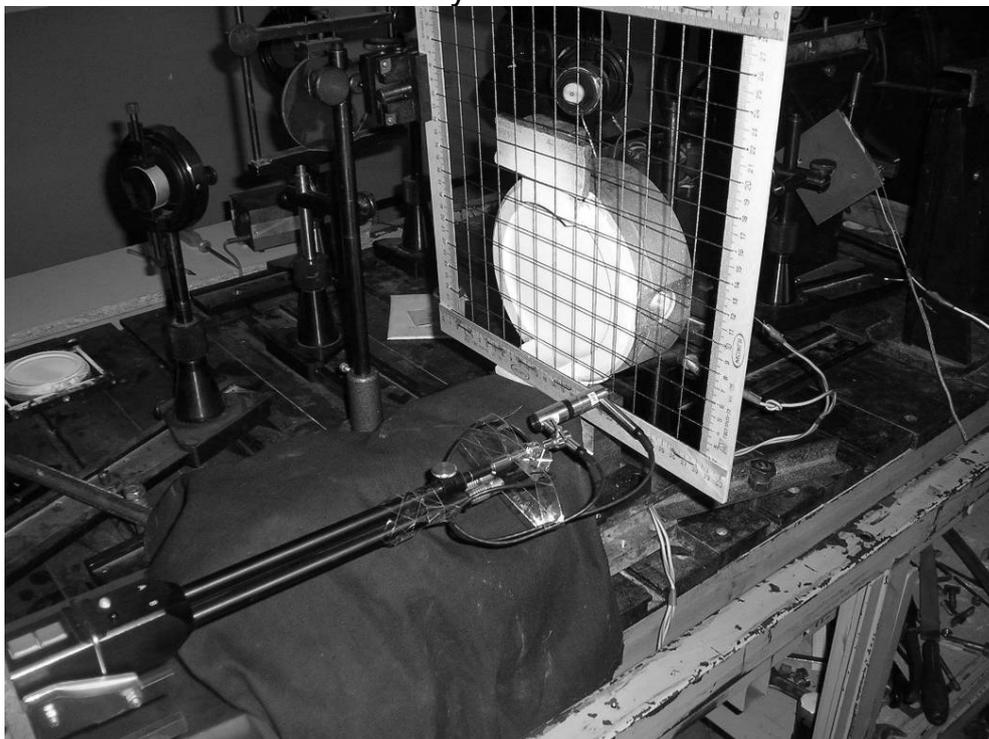


Рисунок 4.7. Экспериментальная установка

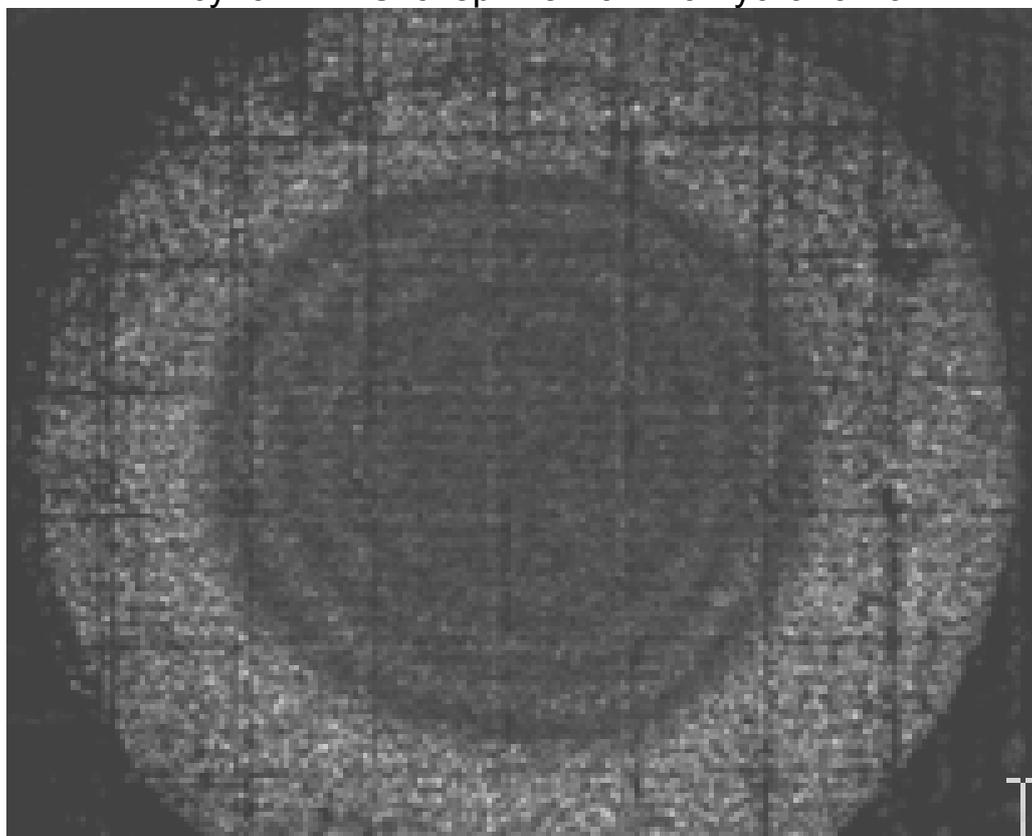


Рисунок 4.8. Спеклограмма мембраны на частоте 395 Гц

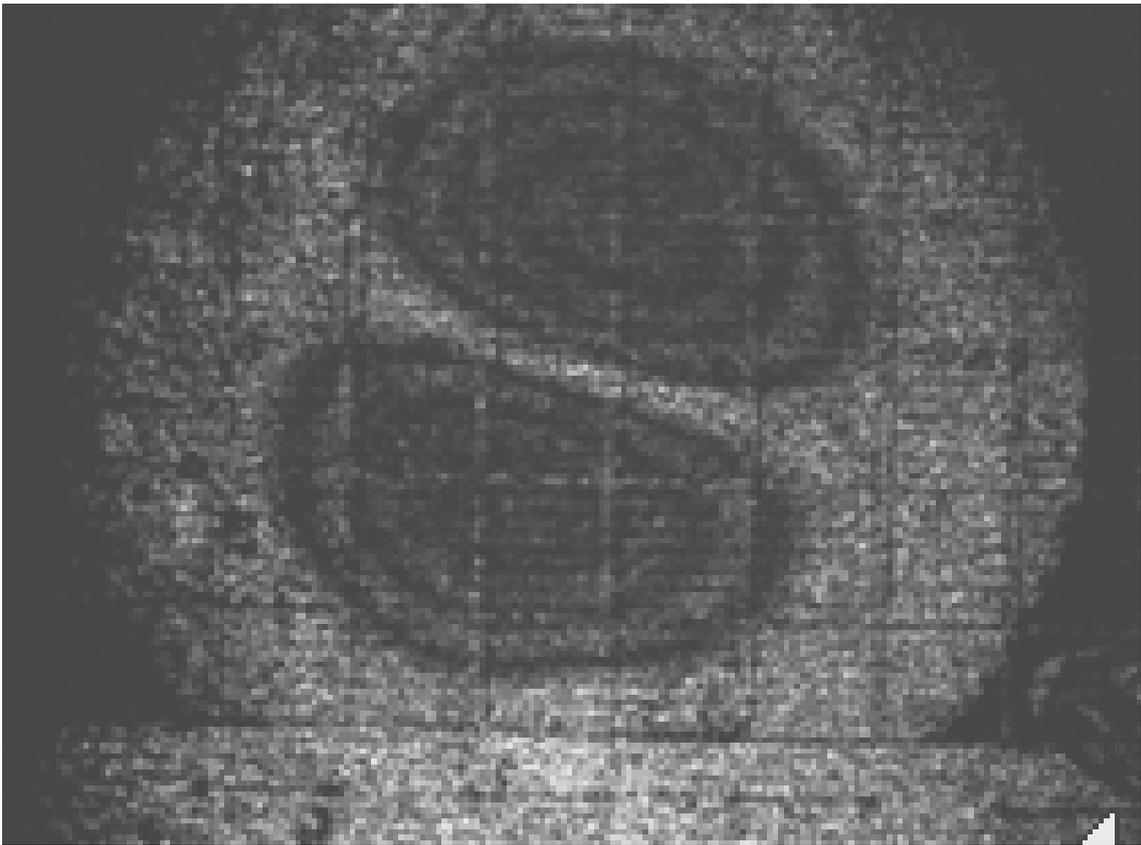


Рисунок 4.9. Спеклограмма мембраны на частоте 800 Гц

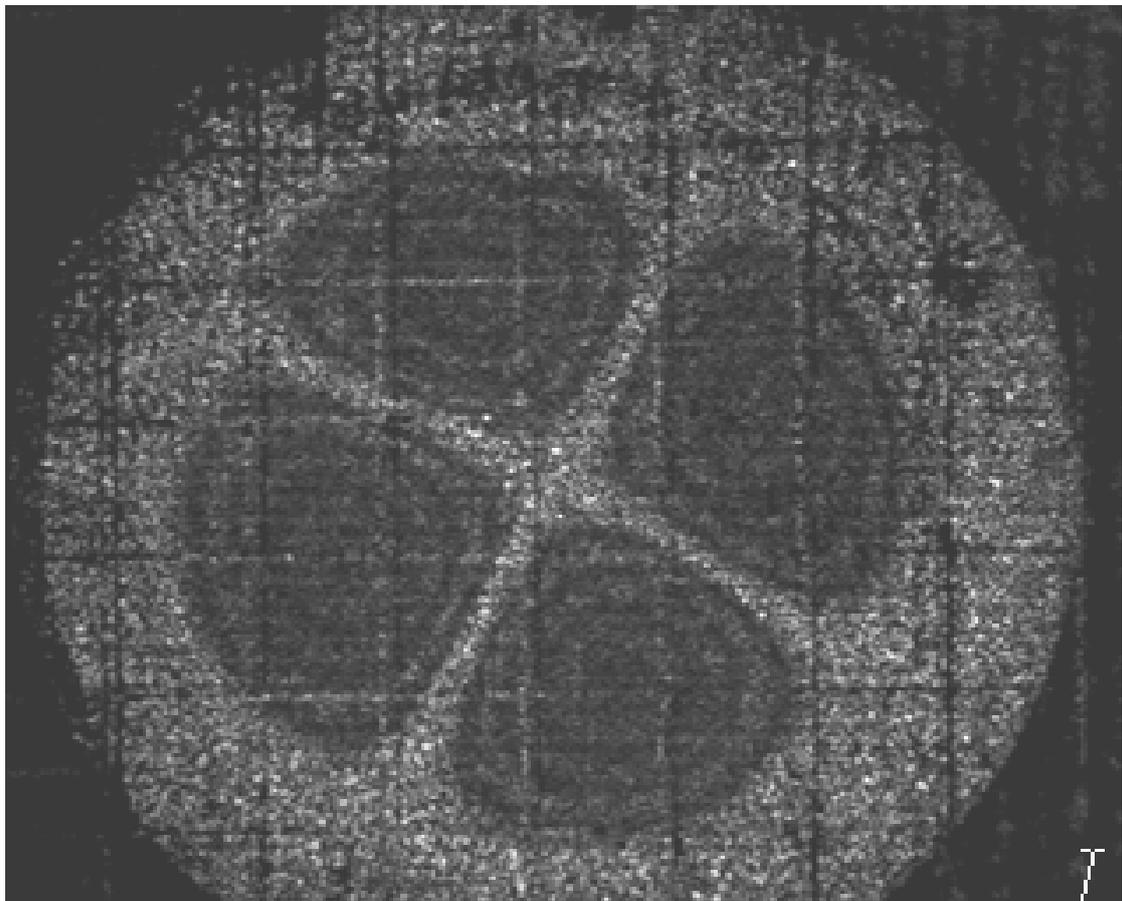


Рисунок 4.10. Спеклограмма мембраны на частоте 1614 Гц

Приложение

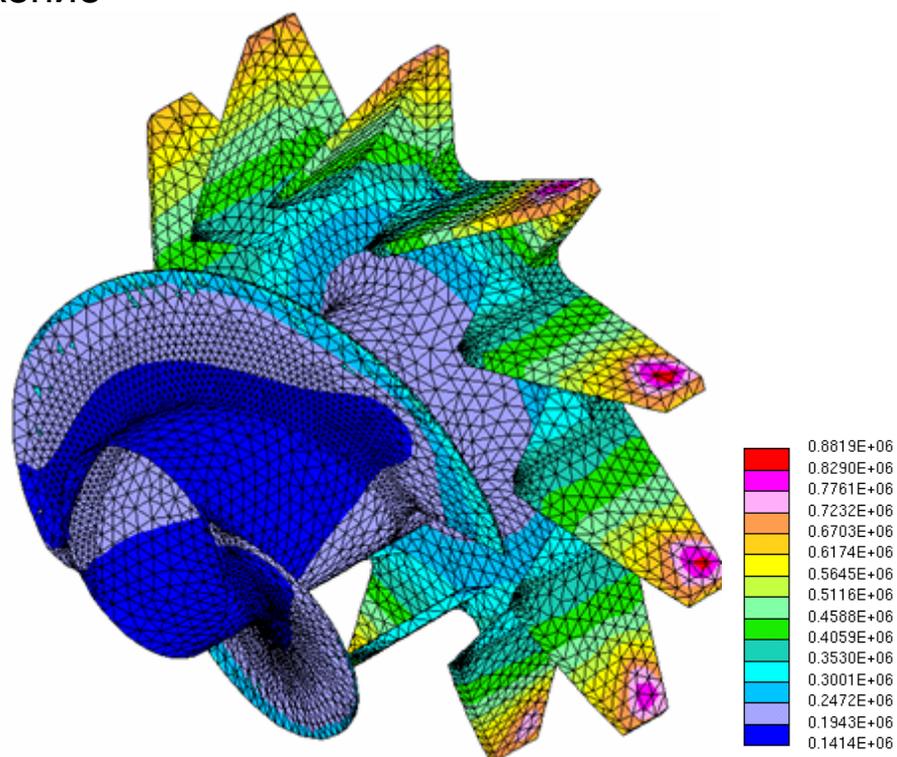


Рисунок 1. Распределение давления жидкости на ротор ШЦС при $n=4800$ об/мин, $Q=1200$ кг/час

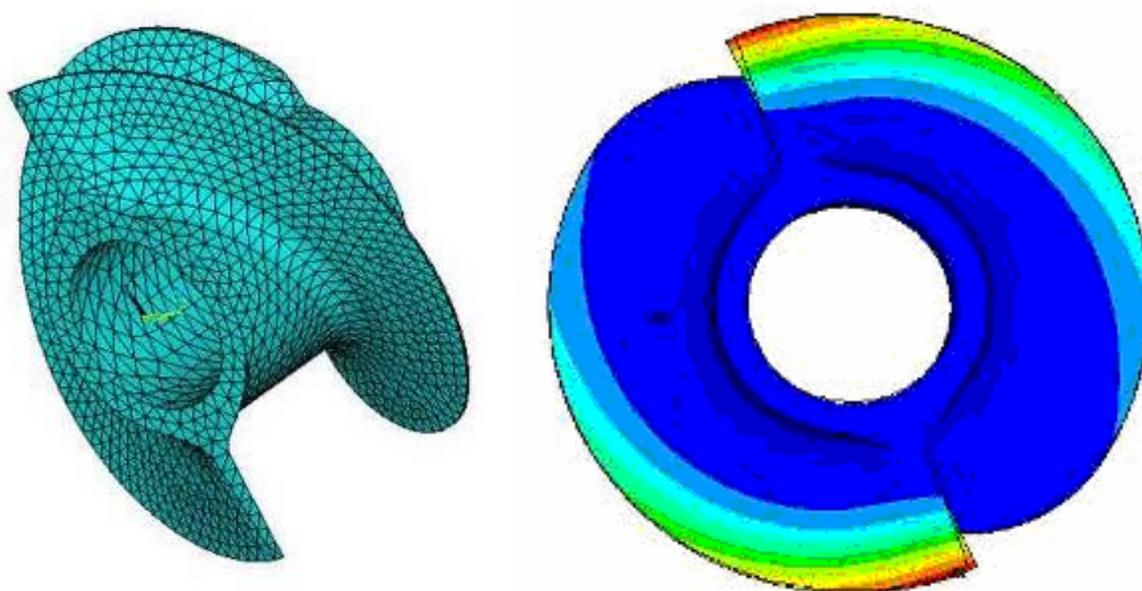


Рисунок 2. Конечноэлементная сетка шнека и форма колебаний шнека

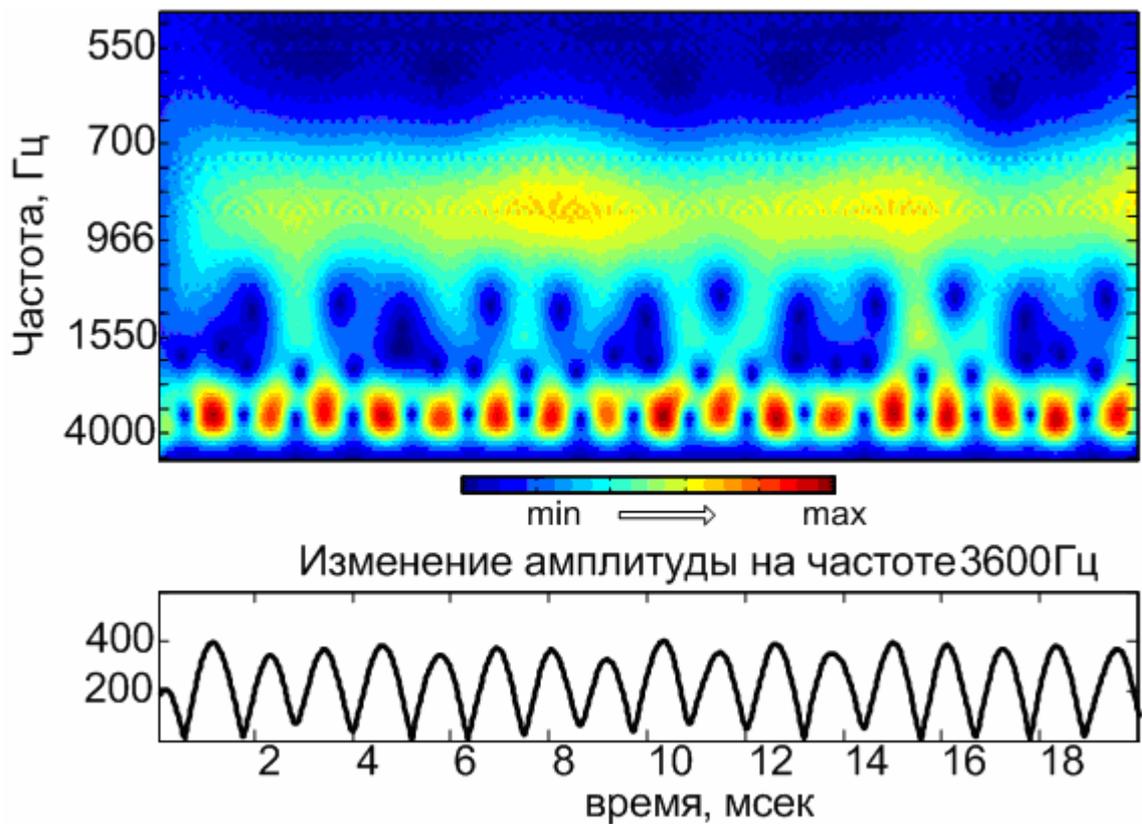


Рисунок 3. Вейвлет-спектрограмма виброускорения на фланце соединения ШС и ШЦС , $n=4800$ об/мин, $P_{\text{вых. ШС}} = 95 \cdot 10^5$ Па.

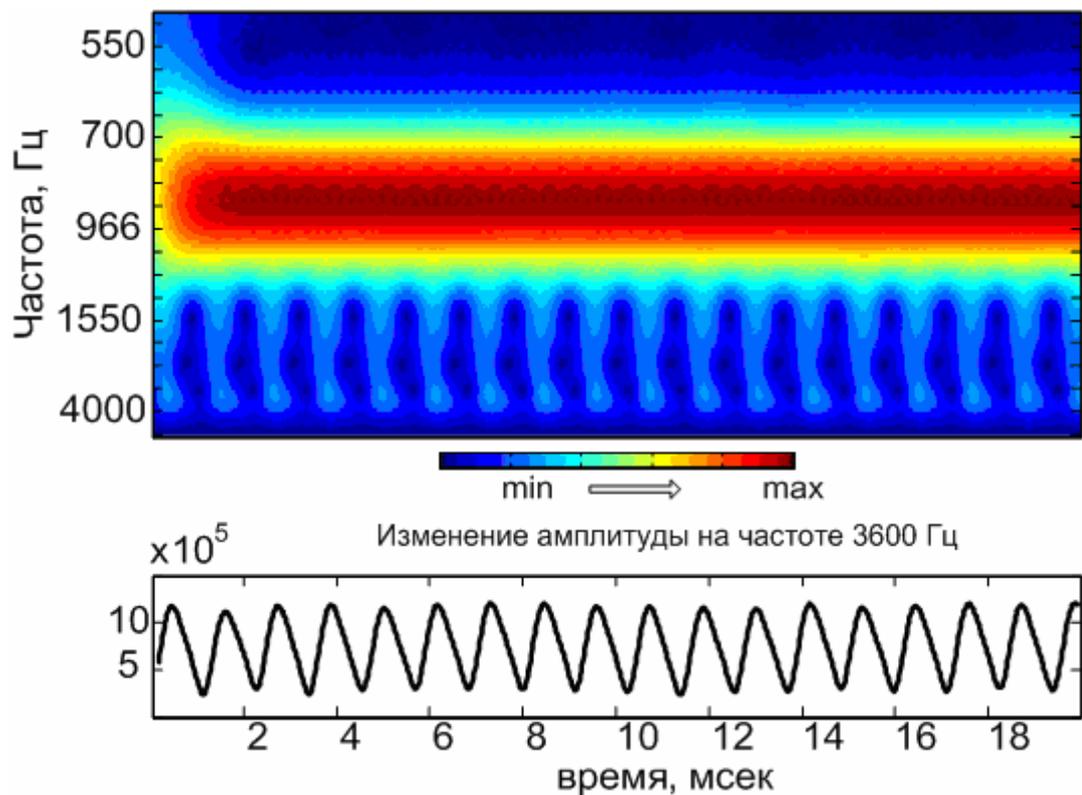


Рисунок 4. Вейвлет-спектрограмма пульсаций давления на выходе ШС, $n=4800$ об/мин, $P_{\text{вых. ШС}} = 95 \cdot 10^5$ Па.

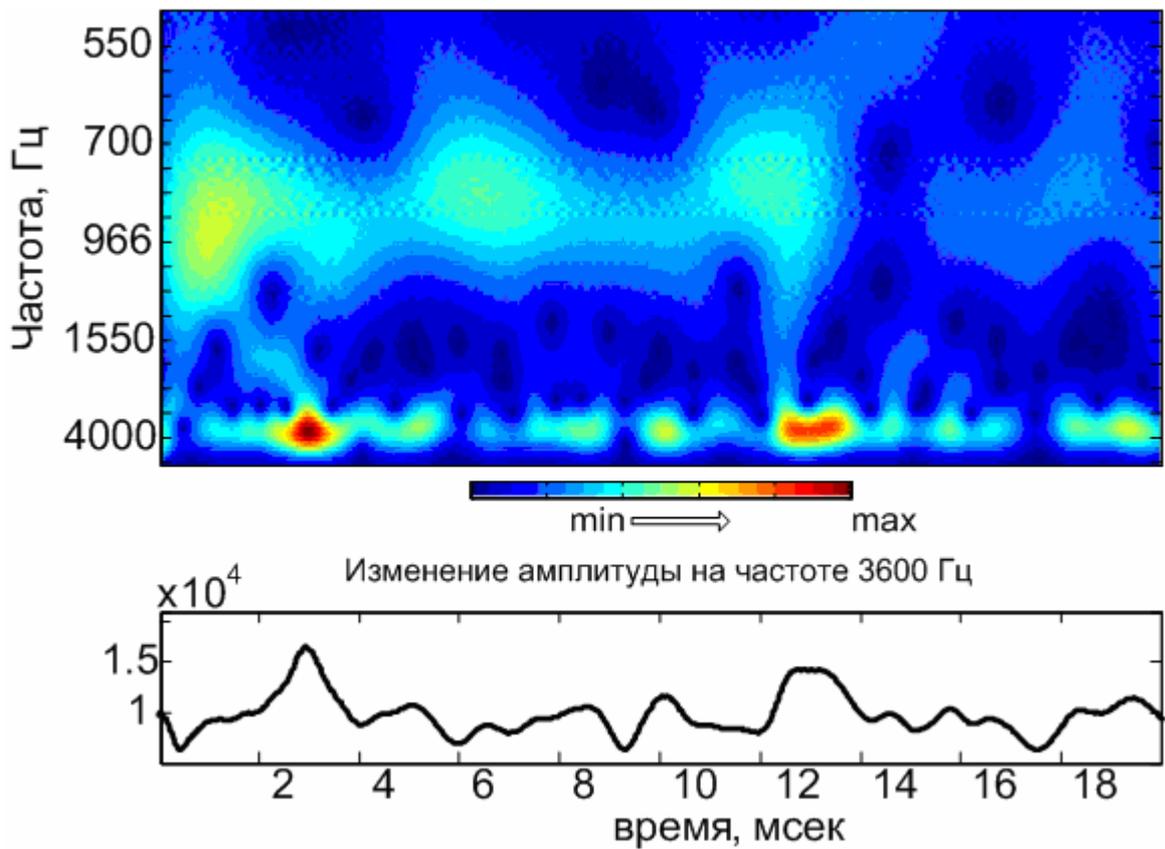


Рисунок 5. Спектрограмма пульсаций давления на входе в ШЦС при угле РУД = 40° , $n=4800$ об/мин, $P_{\text{ВЫХ. ШС}} = 95 \cdot 10^5$ Па.

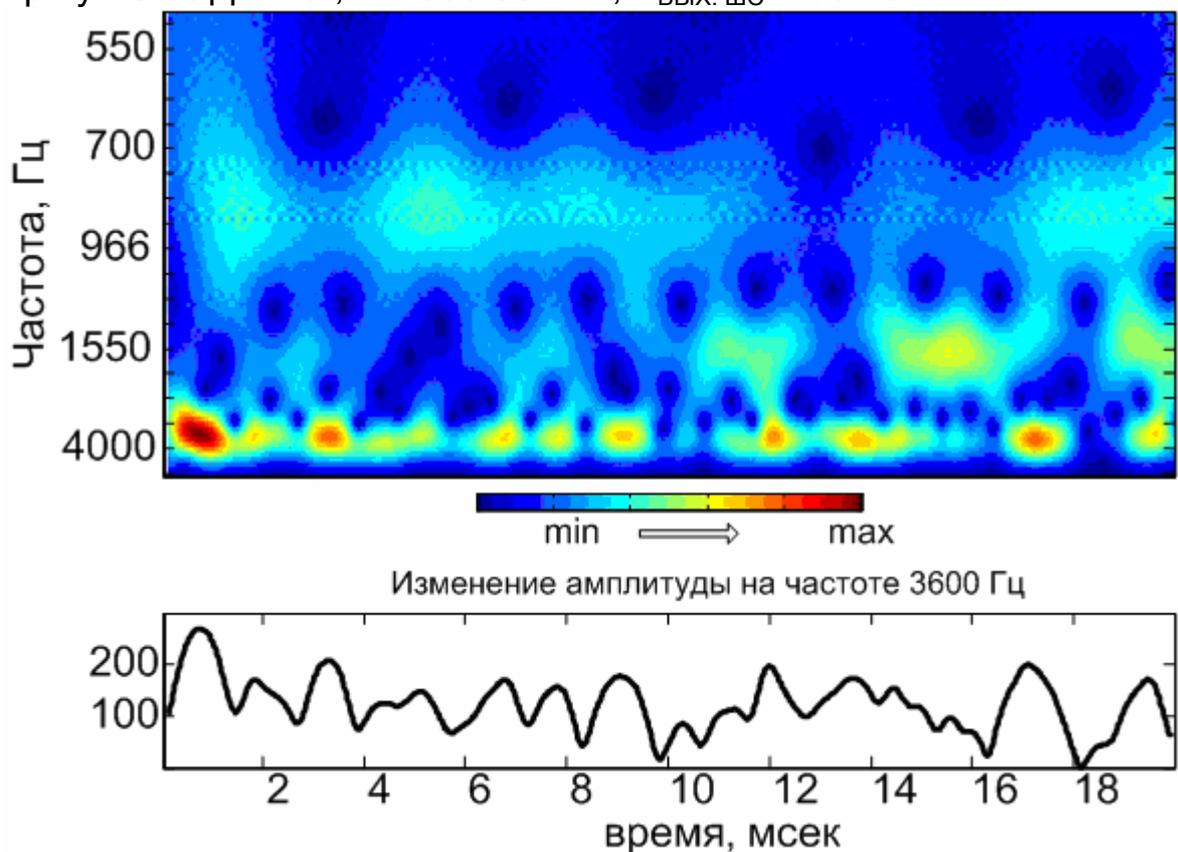


Рисунок 6. Спектр виброускорения на фланце подвода топлива при угле РУД = 40° , $n=4800$ об/мин, $P_{\text{ВЫХ. ШС}} = 95 \cdot 10^5$ Па.

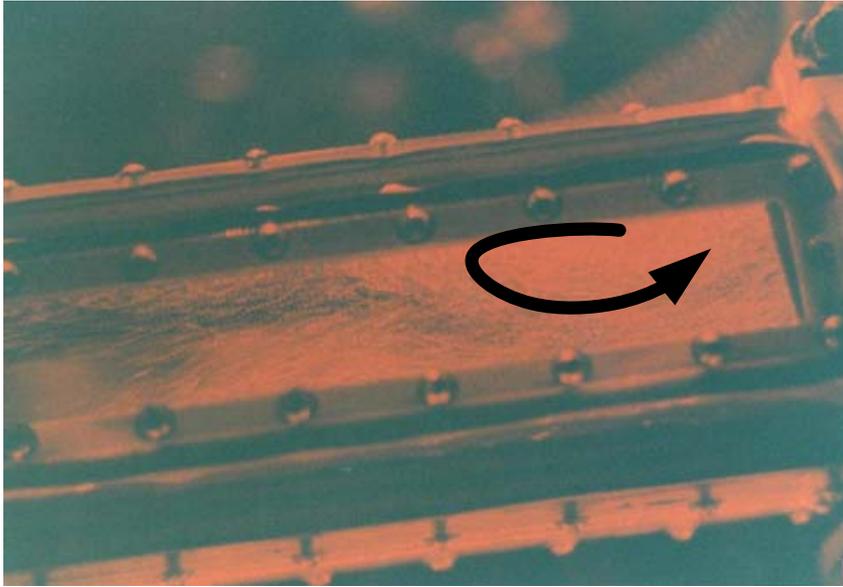


Рисунок 7. Обратные токи на входе в шнековый преднасос, визуализированные с помощью метода «лазерного ножа»

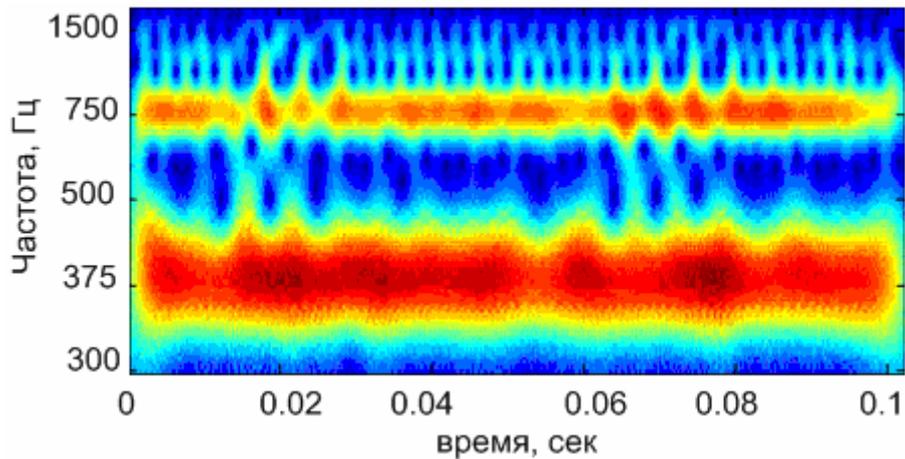


Рисунок 8. Вейвлет-спектрограмма пульсаций давления на входе ШС при $P_{вх}=2,1 \cdot 10^5$ Па.

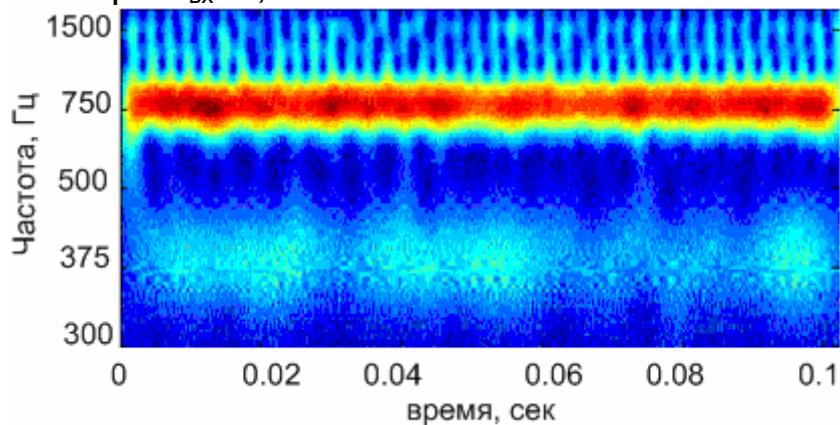


Рисунок 9. Вейвлет-спектрограмма пульсаций давления на входе в шестеренную ступень при $P_{вх}=0,66 \cdot 10^5$ Па.

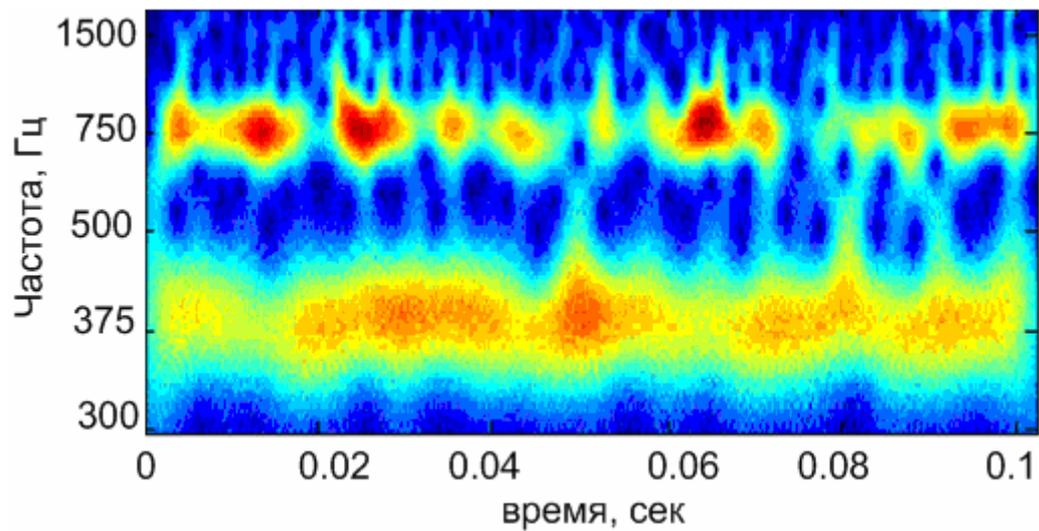


Рисунок 10. Вейвлет-спектрограмма пульсаций давления на входе в шестеренную ступень при $P_{вх}=0,18 \cdot 10^5$ Па (б).

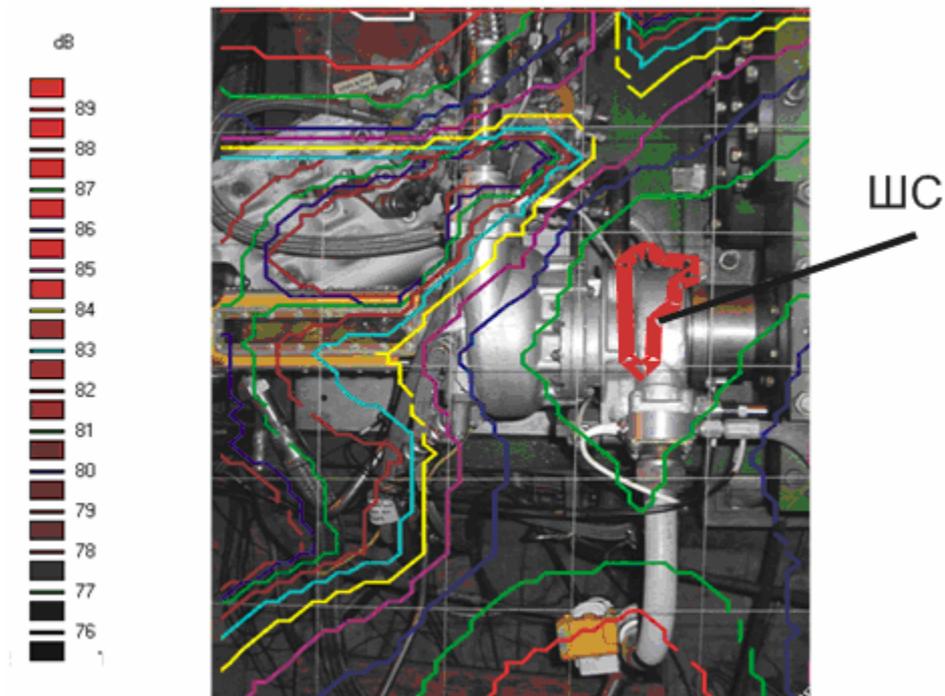


Рисунок 11. Линии уровня на частоте 800 Гц треть октавной полосы, значение между линиями 2 дБ, (штатный режим). $L_{max} = 86$ дБ

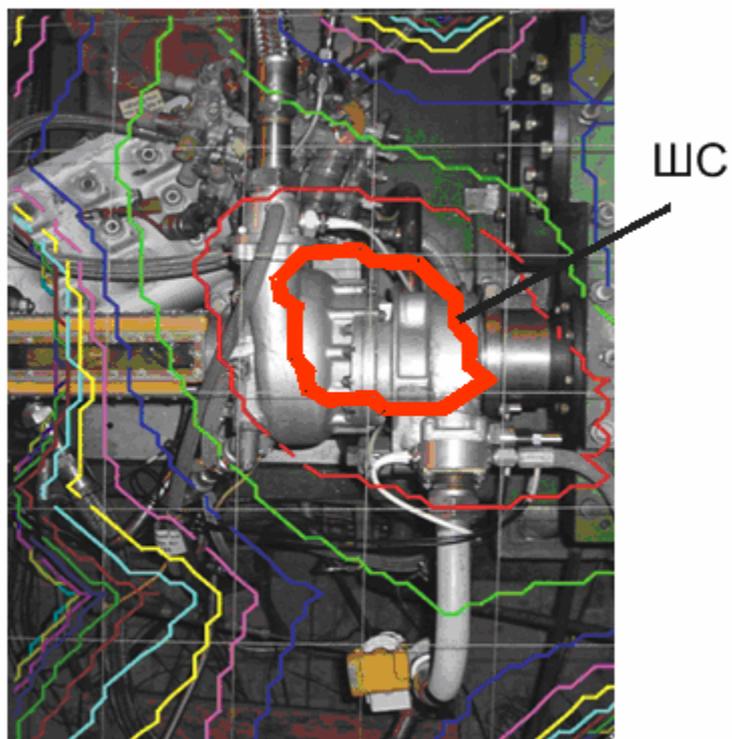


Рисунок 12. Линии уровня на частоте 800 Гц треть октавной полосы, значение между линиями 1 дБ, (режим частичной кавитации) $L_{\text{max}} = 92$ дБ

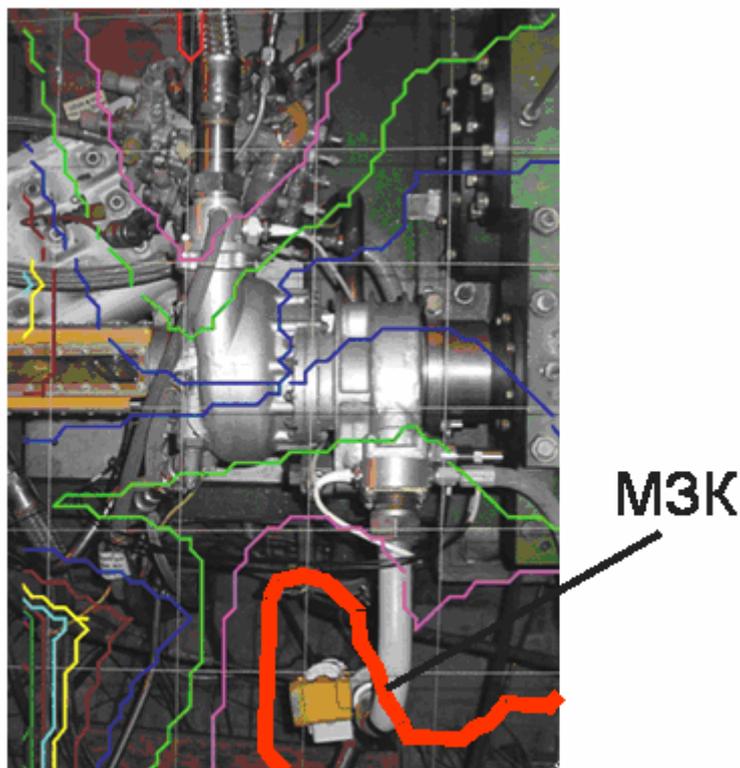


Рисунок 13. Линии уровня на частоте 800 Гц треть октавной полосы, значение между линиями 1 дБ, (режим развитой кавитации) $L_{\text{max}} = 85$ дБ

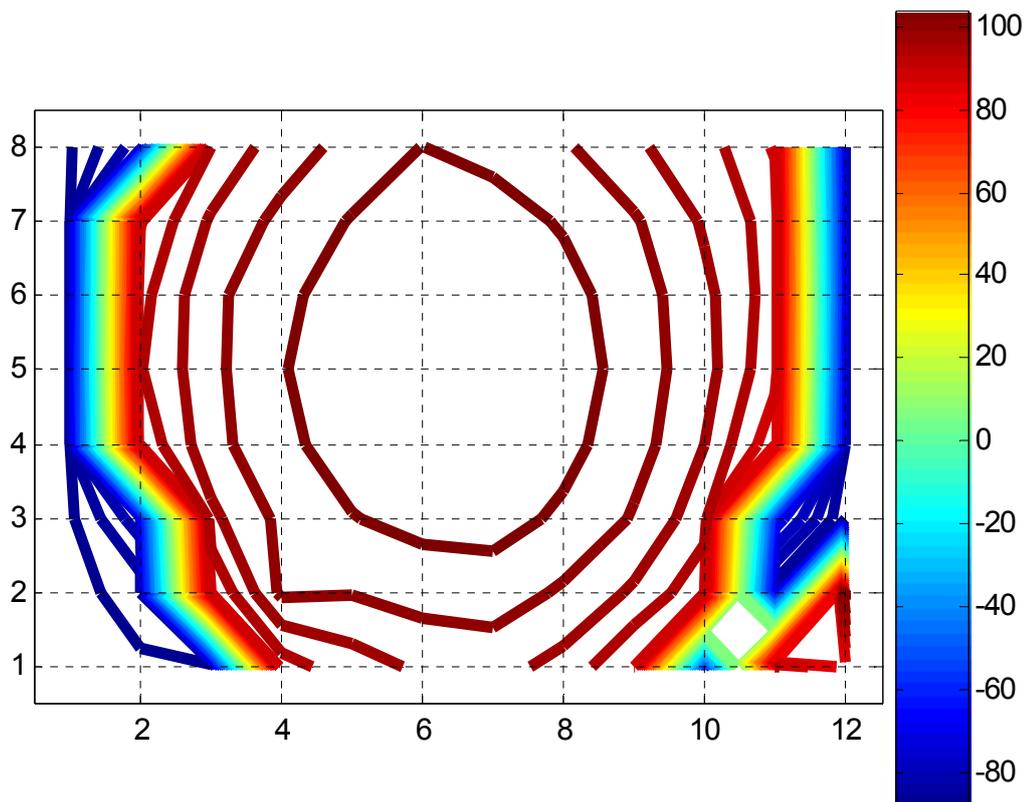


Рисунок 14. Карта реактивной интенсивности звука на частоте 395 Гц ($L_p=45$ дБ, $L_I=40$ дБ, $L_J=100$ дБ)

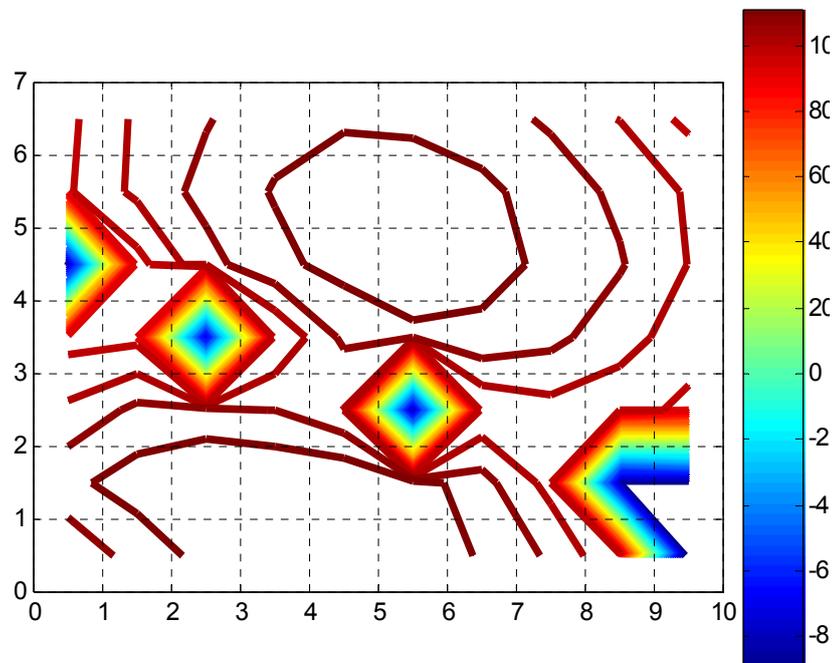


Рисунок 15. Карта реактивной интенсивности звука на частоте 800 Гц ($L_p=45$ дБ, $L_I=40$ дБ, $L_J=100$ дБ)

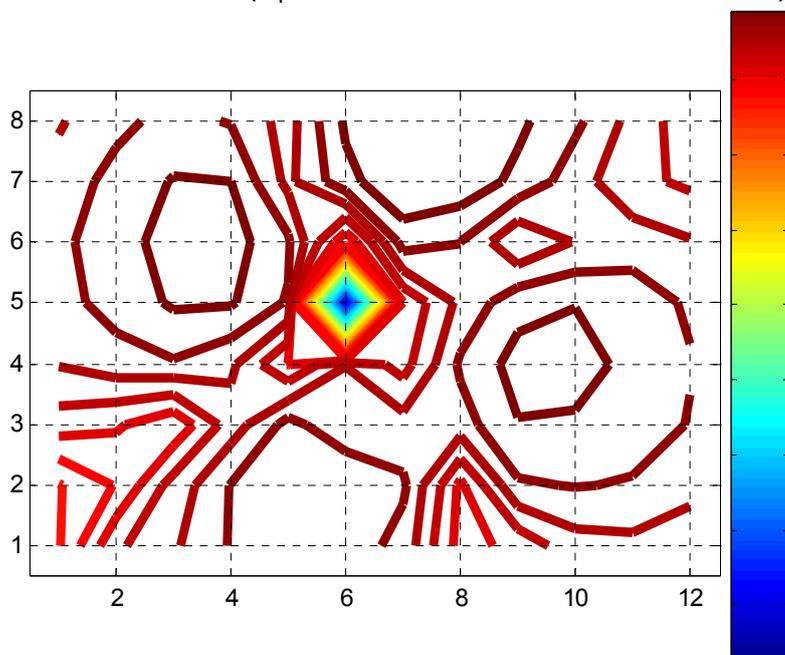


Рисунок 16. Карта реактивной интенсивности звука на частоте 1614 Гц ($L_p=45$ дБ, $L_I=40$ дБ, $L_J=100$ дБ)

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Авторское свидетельство СССР № 1229430, кл. F 04 C 2/08, F 15 B 1/00, 1986
2. Авторское свидетельство СССР № 205566, кл. F 04 C2/04, опублик. 1967.
3. Авторское свидетельство СССР №1789758, кл. F 04 D 1/00, 29/66, опублик. 1993.
4. Авторское свидетельство СССР №1834987, кл. F 04 D3/00, F 04 D 29/66, опублик. 1993
5. Авторское свидетельство СССР №731058, кл. F 04D 1/04, F 04D 31/00, опублик. 1980.
6. Авторское свидетельство СССР №775388, кл. F 04 D3/00, опублик. 1980.
7. Авторское свидетельство СССР №848757, кл. F 04 D3/00, F 04 D 29/66, опублик. 1981.
8. Аистов И.П. Описание математической модели шестеренного насоса для решения задач диагностирования.
9. Алексеев А.К. Снижение амплитуд колебаний давления при резонансных режимах работы. – В сборнике Вестник машиностроения, 1979, № 8, с. 15 – 17.
10. Алмазов А.А., Дроздов З.Т., и др. Кавитационное вибронгружение высокооборотных осевых насосов. Кавитационные колебания и динамика двухфазных систем. / Киев: Наук. Думка, 1985. с. 41-47.
11. Артоболевский И.И., Бобровницкий Ю.И., Генкин М.Д. Введение в акустическую динамику машин. - М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1979, 296 с.
12. Ахмед Н., Рао К.Р. Ортогональные преобразования при обработке цифровых сигналов: Пер. с англ. / Под ред. Фоменко И.Б. - М.: Связь, 1980. -248 с.
13. Башта Т.М. Гидравлические приводы летательных аппаратов. – М.: Машиностроение, 1967. – 495с.
14. Башта Т.М. Снижение шума в гидросистемах. - Вестник машиностроения, 1971, № 6, с. 33-38.
15. Бендат Дж., Пирсол А. Измерение и анализ случайных процессов: Пер. с англ. - М.: Мир, 1971. - 408 с.
16. Бендат Дж., Пирсол А. Применения корреляционного и спектрального анализа. - М.: Мир, 1983. - 312 с.
17. Бреннен К., Нг С. Экспериментальные исследования динамики кавитирующих насосов. Труды американского общества инженеров-механиков. Том 100, № 2, 1978. – с 136 - 147.

18. Васильев Л.В. К расчету системы гидравлической компенсации зазоров в рабочей камере шестеренного насоса. - Тракторы и сельхозмашины, 1971, № 7, с. 19-21.
19. Введение в вейвлет-преобразование. Роби Поликар. Перевод Грибунина
20. Вишенский И.И. Исследование работы шестеренных насосов. – В сборнике Пневматика и гидравлика. - М.: Машиностроение, 1973, с. 264-273.
21. Влияние всасывающего давления на кавитацию в двухступенчатом насосе / ВЦД - № Мн-8311, 1985. - 11с.
22. Влияние закупоривания жидкости во впадинах между зубьями на шумность работы шестеренных насосов / ТПП, БССР, Минское отделение, № 737/4, 1980. - 14с.
23. Влияние рабочих параметров на пульсацию и уровень шума шестеренных гидронасосов /ЦНИИТЭСТРОЙМАШ, № БП-82-14895, 1979.-12с.
24. Воеводин В.В. Линейная алгебра. - М.: Наука, 1974. - 336 с.
25. Время поторопиться с шестеренными насосами / ВНИИМСВ. - № 1113, 1985. – 31с.
26. Выбор гидравлических насосов / ТШ, УССР, Харьковское отделение, Б-102/6, 1985. - 19с.
27. Выбор типа объемного насоса / ВЦП. - № МН-83109. - 42с.
28. Высокооборотные лопаточные насосы. / Под ред. Б.В. Овсянникова Б.В. и В.Ф. Чебаевского. — М.: Машиностроение, 1975. — 336 с.
29. Гидравлические шестеренные насосы: конструкция и развитие/ ЦНИИТЭСТРОЙМАШ. - № БП-82-14549. - 23с.
30. Глазков М.М., Пилипенко С.В. Спектральный анализ кавитационных колебаний давления в шестеренных топливных насосах. //Динамические процессы в силовых и энергетических установках летательных аппаратов. – Самара, 1994. – С. 62-68.
31. Гликман Б.Ф. Нестационарные течения в пневмогидравлических цепях. - М.: Машиностроение, 1978. - 256с.
32. Головин А.Н., Шестаков Г.В. Структура автоматизированного расчета гасителей колебаний давления // Динамические процессы в силовых и энергетических установках летательных аппаратов. – Куйбышев, 1988. – С.20-25.
33. Гольденберг Л.М. и др. Цифровая обработка сигналов: Справочник / М.: Радио и связь, 1985. - 312 с.
34. ГОСТ 30457-97 (ИСО 9614-1-93). / Акустика. Определение уровней звуковой мощности источников шума на основе интенсивности звука.
35. Гуков Б.Ф., Рабинович М.И. О влиянии параметров гидравлических устройств и места их установки на динамические

- свойства гидropередачи с трубопроводом. - В сборнике Теория пневмо- и гидропривода. - М.: Наука, 1969, с. 170-178.
36. Голуб Е.С., Мадорский Е.З., Розенберг Г.Ш. Диагностирование судовых технических средств: Справочник. – М.: Транспорт, 1993. - 150 с.
 37. Дьяконов В.П., Абраменкова И.В. MatLab 5.0/5.3. Система символьной математики. - М.: Нолидж, 1999. - 640 с.
 38. Загузов И.С. О снижении уровней пульсаций, вибраций и шума в гидравлических и топливных системах //Динамические процессы в силовых и энергетических установках летательных аппаратов. – Самара, 1994. – С. 69-74.
 39. Зажигаев Л.С., Кишьян А.А., Романников Ю.И. Методы планирования и обработки результатов физического эксперимента. М.: Атомиздат, 1978, с. 232.
 40. Исследование кавитационного шума в насосах / ВНИИгидроуголь. - № 1187, 1975. - 15с.
 41. Исследование характеристик пульсаций нагнетаемого давления в шестеренных насосах / ТПП СССР, Московское отделение. № 18341, 1984. – 24с.
 42. Исследование явлений кавитации в объемных насосах с пульсацией подачи / ВНИИгидропривод. - № 1001, 1969. - 27с.
 43. Исследование явления запираания жидкости в шестеренном насосе/ ТПП УССР. - № Б-2172, 1987. - 18с.
 44. Истомина Т.В., Чувькин Б.В., Щеголев В.Е. Применение теории вейвлетов в задачах обработки информации. - Пенза: Изд-во Пенз. гос. ун-та, 2000. - 188 с.
 45. Калнин В.М., Шерстяников В.А. Динамика кавитационных срывов напора шнекоцентробежных насосов при импульсных возмущениях на входе. Кавитационные автоколебания в насосных системах. / Киев: Наук. Думка, 1976. с. 135- 140.
 46. Карелин В.Я. Кавитационные явления в центробежных и осевых насосах. Москва, «Машиностроение», 1975 г.
 47. Кинелев В.Г., Васильев Ю.Н., Курочкин С.Н. Физическая модель кавитирующего шнеко-центробежного насоса, работающего в широком диапазоне режимов по расходу. Кавитационные автоколебания в насосных системах. / Киев: Наук. Думка, 1976. с. 100- 107.
 48. Кодзима Э. Шум гидросистем. ВЦП
 49. Колесников К.С., Кинелев В.Г., Курочкин С.Н. Динамика кавитационного образования на лопасти шнекового колеса. Кавитационные автоколебания в насосных системах. / Киев: Наук. Думка, 1976. с. 107- 111.
 50. Кравченко В.Ф., Рвачев В.А. Wavelet-системы и их применение в обработке сигналов // Зарубежная радиоэлектроника, 1996, №4. - С. 3 - 20

51. Кравчун П.Н. Генерация и методы снижения шума и звуковой вибрации. М.: Изд-во МГУ, 1991. 184с.
52. Лазерный визуализатор структуры течений/ Е.В. Шахматов, О.А. Журавлев, А.Н. Крючков, С.Ю. Комаров, Л.Н. Мединская, Ю.Д. Щеглов// Тез. докл. международной науч.-технич. конференции, посвященной памяти академика Н.Д.Кузнецова Ч 1, Самара , СГАУ, 2001.-С.233-234
53. Манько И.К., Шепелев А.П. К расчету частоты высокочастотных кавитационных автоколебаний в гидравлической системе с трубкой Вентури. Динамика насосных систем. // АН УССР. Ин-т техн. механики. — Киев: Наук. Думка, 1980. с. 110-115.
54. Моделирование динамических режимов работы насосов / БЕЛНИИНТИ. - № 542/2, 1986. - 10с.
55. Модель для расчета потерь от утечек в радиальном зазоре шестеренных насосов / ЦНИИТЭСТРОЙМАШ. - № БП-82-14544, 1981. - 11с.
56. Натанзон М.С. О механизме обратной связи в кинетической модели кавитационных колебаний в насосах. Кавитационные автоколебания в насосных системах. / Киев: Наук. Думка, 1976. с. 5- 12.
57. Натанзон М.С., Чамьян А.Э. Возбуждение поперечных форм акустических колебаний жидкости в трубопроводе кавитационным срывом вихрей. Кавитационные колебания и динамика двухфазных систем. / Киев: Наук. Думка, 1985. с. 86-92.
58. Новиков Л.В. Основы вейвлет-анализа сигналов. - СПб., 1999. - 152 с.
59. Новиков Л.В. Спектральный анализ сигналов в базисе вейвлетов // Научное приборостроение, 2000, №3. - С. 57-64
60. Обзор ЦАГИ №683: Методика и техника измерения звуковой мощности источников шума. Писаревский Н.Н., Каурова Н.Ф., Макарьчик Н.А..
61. Овсянников Б.В., Яловой Н.С. Моделирование и оптимизация характеристик высокооборотных насосов. – М.: Машиностроение, 1992. – 256 с.
62. Осипов А.Ф. Исследование вопросов обеспечения устойчивой работы шестеренных насосов на высоких давлениях рабочей жидкости. - Дисс. канд. техн. наук. - М., 1953. - 170с.
63. Пилипенко В.В. К определению частот колебаний давления, создаваемых кавитационным генератором. Динамика насосных систем. // АН УССР. Ин-т техн. механики. — Киев: Наук. Думка, 1980. с. 115-119.
64. Пилипенко В.В., Задонцев В.А., Натанзон М.С. Кавитационные автоколебания и динамика гидросистем. М.: Машиностроение, 1977. – 352 с.

65. Предотвращение кавитации в шестеренных насосах / ЦНИИТЭСТРОЙМАШ. № БП-82-14552, 1980. - 13с.
66. Преимущества и характеристики шестеренных насосов типа ТСР с внутренним зацеплением и малым уровнем шума / ВЦИИ. - № В-27699, 1978. - 21с.
67. Применение цифровой обработки сигналов: Пер. с англ. / Под ред. Оппенгейма Э. - М.: Мир, 1980. - 552 с.
68. Проблемы гидродинамики и их математические модели. Лаврентьев М.А., Шабат Б.В. / «Наука», М., 1977, 408 стр.
69. Проблемы динамики пневмогидравлических и топливных систем летательных аппаратов. Тезисы докладов. Куйбышев, 1990.
70. Проблемы динамики пневмогидравлических и топливных систем летательных аппаратов. Отв. ред. В.И. Санчугов // Куйбышев, 1990. - 146 с.
71. Прогнозирование кавитации на основе трехмерного исследования потока жидкости / ВЦД. - М-9099, 1983. - 26с.
72. Пульсации давления при струйных и отрывных течениях/ А.Н. Антонов, В.М. Купцов, В.В. Комаров. - М.: Машиностроение. 1990.272 с.
73. Рабинер Л., Гоулд Б. Теория и применение цифровой обработки сигналов. Пер. с англ. Зайцева А.Л., Назаренко Э.Г. – «Мир», Москва, 1978.
74. Рабинович М.И. Синтез на ЭВМ сложной гидросистемы с оптимальным гашением пульсаций давления на примере сливных линий гидроприводов. - В сборнике Гидроприводы и гидроавтоматика, ч. П, издательство АДНТП, 1968, с. 44-49.
75. Раздолин М.В. Агрегаты воздушно-реактивных двигателей. - М.: Машиностроение, 1973. - 350с.
76. Распределение температуры и давления в радиальном зазоре шестеренных насосов / ВЦИИ. - № А-30016 , 1976. - 12с
77. Саенко Б.П., Волоцкий В.М. Метод определения нагрузок, действующих на опоры шестерен в насосах с ограниченной зоной давления. - В сборнике Гидропривод и гидропневматика, вып. 8, Киев: Техника, 1972. - с. 21-24.
78. Саенко В.П. Исследование зависимостей радиальных нагрузок, объемных и механических потерь от характера распределения давления жидкости в шестеренных насосах. - Дисс. канд. техн. наук. - Харьков, 1978. - 188с.
79. Селивановский Ю.М., Чуешко К.Е., Поповский С.Ш. Виброакустические характеристики шестеренных насосов основного типа и их использование для анализа рабочего процесса. - Труды Николаевского кораблестроительного института, вып. 77, 1973, с. 17-20.

80. Снижение виброакустических нагрузок в гидромеханических системах. / Гимадиев А.Г., Крючков А.Н., Шахматов Е.В., Шорин В.П.; Под редакцией Шорина В.П., Шахматова Е.В. – Самарский государственный аэрокосмический университет. Самара, 1998. – 270 с.
81. Спектральный анализ кавитационных колебаний давления в шестеренных топливных насосах. Глазков М.М., Пилипенко С.В., Швецов А.Н.
82. Справочник по контролю промышленных шумов: Пер. с англ./ Пер. Л.Б. Скарина, Н.И. Шабанова; Под ред. В.В. Ключева. – М.: Машиностроение, 1979. – 447 с., ил.
83. Стенд для исследований шумности работы насосов вытеснения / ТППУССР, Харьковское отделение. - № 13242/1, 1972. - 14с.
84. Тенденции в градуировке акселерометров. «Технический обзор» фирмы Брюль и Къер, № 2, 1987 г., стр. 23 - 42
85. Тенденции в исследованиях современных насосов с низким уровнем шума / ТПП МССР. - № 54/78. - 10с.
86. Техническая справка. Результаты вибрографирования корпуса насосного агрегата и замеров пульсаций давления топлива на входе в насос. Самара, 1993 г.
87. Технический отчет по влиянию эксплуатационных факторов на работоспособность агрегата НД-25. Москва, 1990 г.
88. Технический отчет. Определение собственных частот и виброактивности агрегатов. Самара, 1994 г.
89. Технический отчет. Стендовая проверка работоспособности насосного агрегата в составе изделия за 100 часов наработки в эксплуатации. ОАО «СКБМ», Самара, 1998 г.
90. Трахтман А.М., Трахтман В.А. Основы теории дискретных сигналов на конечных интервалах. - М.: Советское радио, 1975. - 208 с.
91. Турбулентность: модели и подходы. Курс лекций. П.Г. Фрик; Перм. гос. техн. ун-т. Пермь, 1998.
92. Усовершенствованные профили зубьев шестеренных насосов / ВДД. № Б-31524, 1977. - 6с.
93. Федер Е. Фракталы. - М.: Мир, 1991. - 253 с.
94. Физические основы образования звука в воздуходушных машинах / А.В. Римский-Корсаков, Д.В. Баженов, Л.А. Баженова. – М.: Наука, 1988. – 173 с.
95. Чебаевский В.Ф., Петров В.И. Кавитационные характеристики высокооборотных шнеко-центробежных насосов. М.: Машиностроение, 1974. – 152 с.
96. Чувькин Б.В. Фinitные функции. Теория и инженерные приложения. - Пенза: Изд-во Пенз. гос. ун-та, 1999. - 100 с.

97. Шапиро А.С. Структура реального течения в центробежных и осевых насосах. МГИУ, Москва, 2004 г.
98. Шахматов Е.В. Методы и средства коррекции параметров динамических процессов в гидромеханических и топливных системах двигателей летательных аппаратов: Дисс. докт. техн. наук. – Самара, 1993. – 333 с.
99. Шевченко В.С. Определение оптимальных конструктивных параметров шестеренных насосов с помощью методов линейного программирования. - Дисс. канд. техн. наук. - Минск, 1963. - 120с.
100. Шестеренные насосы высокого давления / ВЦП. - № Б-31523, 1978. – 2с.
101. Шестеренные насосы высокого давления с внешним зацеплением / ВЦП. - № РМ – 67524, 1982. – 6с.
102. Шестеренные насосы высокого давления с гидравлической компенсацией осевого зазора, тип КР-1, 1982. 6с.
103. Шестеренные насосы высокого давления с наружным зубчатым зацеплением / ВЦП. - № Л-34191, - 6с.
104. Шестеренные насосы высокого давления типа «Букеен» / ВЦП. - № Б-31521, 1978. – 11с.
105. Шестеренные насосы. Конструкция и применение / ЦНИИТЭСТРОЙМАШ. - № БП-82-14866, 1979. - 28с.
106. Шорин В.П. Устранение колебаний в авиационных трубопроводах. - М.: Машиностроение, 1980. – 156с.
107. Шорин В.П., Гимадиев А.Г., Шахматов Е.В. Проектирование гасителей колебаний для гидравлических систем управления.// Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт. – 1987. с. 127-133.
108. Шум – пути подхода к проблеме со стороны производителей насосов / ТПП УССР, Харьковское отделение. - № 13242/10, 1975. – 16с.
109. Экспериментальные исследования эффективности действия гасителя для насоса НП-103: Отчет / Куйбышевский авиационный институт. Рук. Шорин В.П. – Куйбышев, 1984. – 18с.
110. Юдин Е.М. Шестеренные насосы. - М.: Машиностроение, 1964. – 232с.
111. Янг С., Эллисон А. Измерение шума машин: Пер. с англ. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 144 с.
112. Active and Reactive Intensity Measurements using the Dual Channel Real-Time Frequency Analyzer\ Bruel&Kjer application notes.
113. Application note: Sound power measurement according to ISO 9614 standard. Руководство пользователя программным комплексом «DBFA32» компании «01dB-Stell».
114. Experimental investigations concerning influences on cavitation inception at an axial test pump Bernd Bachert, Bernhard Brunn,

- Bernd Stoffel. 4TH ASME JSME Joint Fluids Engineering Conference
Honolulu, Hawaii USA, July 6-11, 2003
115. Instantaneous intensity analysis of impulsive sound by the wavelet transform Takaaki Musha, Tatsuya Kumazawa. *Applied Acoustics* 65 (2004) 183–194.
 116. Jida H., Tamura A. Vibration characteristics.
 117. Kojima E., Shinada M. Characteristics of fluidborne noise generated by fluidpower pump// *Bulierin of JSME.*- 1984.- Vol.27,N 232.-P.2188-2195.
 118. Numerical and Experimental Investigations of the Cavitating Behavior of an Inducer. F. Bakir, R. Rey, A. G. Gerber. *International Journal of Rotating Machinery*, 10: 15–25, 2004
 119. Numerical simulation of turbopump inducer cavitating behavior. O. Coutier, P. Morel, R. Fortes, JL. Reboud. Previously presented at ISROMAC-9 Conference, Honolulu
 120. Pressure transients in an external gear hydraulic pump. S. Manco, N. Nervegna. *Fluid Power*. Edited by T.Maeda. 1993.
 121. Sound Intensity. Internet: www.bksv.com/publication.
Theoretical study on a new type of hydraulic pump: the involutes circular arc gear pump. He Jianing, Yuan Zirong, Wu Zhangyong. Faculty of Mechanical and Electrical Engineering, Kunming University of Science and Technology, China.