

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ  
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ  
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ  
ИМЕНИ АКАДЕМИКА С.П. КОРОЛЕВА  
(НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)»

**М. С. Гаспаров, А. А. Иголкин, А. И. Кох, А. И. Сафин**

## **Акустика пневмо- и гидромашин**

Электронное учебное пособие

САМАРА

2012

УДК 681.8

Авторы: **Гаспаров Маркар Сергеевич,**  
**Иголкин Александр Алексеевич**  
**Кох Андрей Иосифович,**  
**Сафин Артур Ильгизарович**

**Акустика пневмо- и гидромашин** [Электронный ресурс] : электрон. учеб. пособие / М. С. Гаспаров, А. А. Иголкин, А. И. Кох, А. И. Сафин; Минобрнауки России, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С. П. Королева (нац. исслед. ун-т). - Электрон. текстовые и граф. дан. (21,4 Мбайт). - Самара, 2012. - 1 эл. опт. диск (CD-ROM).

Целью учебного пособия является ознакомление с основными закономерностями акустики, основами виброакустической диагностики, основными источниками шума пневмо- и гидромашин, а также мероприятиями для их снижения. Рассмотрены вопросы акустической и вибрационной диагностики агрегатов и конструктивных элементов пневмо – и гидросистем. Дано описание аппаратуры для измерения акустических сигналов и вибрации, методов обработки сигналов, диагностических признаков для различных дефектов, возникающих в процессе эксплуатации.

Электронное учебное пособие является учебно-теоретическим изданием, необходимым при изучении студентами курса лекций, по специальности 150802.65 Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика и по направлению 160700.68 Двигатели летательных аппаратов.

Учебное пособие целесообразно использовать при изучении дисциплин «Акустика пневмо- и гидромашин», «Основы виброакустики», «Виброакустика машин».

Разработано на кафедре автоматических систем энергетических установок.

© Самарский государственный  
аэрокосмический университет, 2012

## СОДЕРЖАНИЕ

Введение	4
1 Механические колебания и волны в различных средах	6
1.1 Общие характеристики и свойства волн	7
1.2 Гармоническая волна. Амплитуда и фаза	8
1.3 Интерференция волн	8
1.4 Стоячие волны. Собственные колебания	9
1.5 Дифракция волн	9
1.6 Отражение и преломление волн	10
1.7 Волны и лучи	10
1.8 Волновое уравнение	10
2 Методы и средства регистрации и обработки параметров акустического излучения и вибрации для диагностики пневмо- и гидромашин	12
2.1 Уровни звукового давления	12
2.2 Измерение звука	12
2.3 Измерение параметров вибрации	15
3 Снижение виброакустических нагрузок в авиационных гидравлических и топливных системах	21
4 Гасители колебаний жидкости, экспериментальные методы виброакустики машин	28
5 Экспериментальное исследование виброакустических характеристик насосных агрегатов	32
6 Исследование виброакустических полей элементов автомобильных выхлопных систем	34
7 Улучшение виброакустических характеристик технологического оборудования и инструмента	36
8 Экспериментальные исследования акустических характеристик агрегатов пневмо-систем	40
9 Акустическая и вибрационная диагностика пневмо- и гидромашин	43
9.1 Виброакустическая диагностика кавитации	43
9.2. Акустическая диагностика утечек рабочей среды в пневмо – и гидромашин	43
9.3 Акустическая эмиссия и её применение для диагностики пневмо – и гидросистем	44
9.4 Физическая природа акустической эмиссии	45
9.5 Характеристики сигналов акустической эмиссии	46
9.6 Аппаратура для измерения акустической эмиссии	46
9.7 Применения методов акустической эмиссии	47
Список использованных источников	48

## ВВЕДЕНИЕ

Работоспособность, ресурс и качество изделий машиностроения и аэрокосмической техники в значительной степени зависят от интенсивности гидродинамических и виброакустических процессов, к которым следует отнести пульсации рабочих сред, вибрацию механических элементов, излучаемый агрегатами и системами шум.

Повышение удельной мощности и энерговооруженности изделий, снижение их габаритов и массы увеличивает интенсивность виброакустических процессов, оказывающих в подавляющем большинстве случаев негативное, дестабилизирующее воздействие на работоспособность, надежность и ресурс:

- динамические нагрузки вызывают прочностные и усталостные поломки изделий;
- дестабилизируется работа устройств автоматики, повышается статическая погрешность систем регулирования, снижается их динамическое качество;
- ухудшаются условия контроля состояния машин, затрудняются измерения параметров рабочих процессов.

Повышенные шум и вибрация негативно воздействуют на оператора изделия, снижая его производительность и нанося вред здоровью. Особое значение исследованиям виброакустических процессов придается в аэрокосмической технике, наземном транспорте, а также на надводном и подводном флоте, в котором виброакустические характеристики являются важными техническими параметрами объектов.

Проблема снижения интенсивности виброакустических процессов в механических и гидрогазовых системах (ГГС) носит комплексный характер, ее решение обеспечит не только работоспособность и улучшенные технические характеристики машин и оборудования, но и увеличит эффективность работы системы «человек- машина», имеет огромное социальное значение.

**Виброакустика машин** в нашем понимании рассматривается как междисциплинарное направление в науке, изучающее:

1) генерацию и распространение упругих колебаний в машинах в виде взаимодействующей совокупности:

- пульсаций рабочей среды;
- вибрации механических элементов;
- излучаемого шума;

2) воздействие виброакустических процессов на работоспособность машин.

**В виброакустике машин** основной задачей является разработка комплексного подхода к исследованию и коррекции виброакустических процессов в машинах и оборудовании как взаимодействующей совокупности пульсаций рабочей среды, вибрации механических элементов и излучаемого шума с учетом акустических и гидродинамических (в том числе вихревых) возмущений.

В рамках данного общего подхода решаются следующие задачи:

- обеспечение работоспособности машин в условиях виброакустических нагрузок;
- проектирование и разработка машин, обладающих низкой виброакустической нагруженностью, малошумных машин;
- снижение затрат (временных и материальных) на виброакустическую доводку машин;
- проектирование средств коррекции виброакустических характеристик машин;
- разработка методов и средств диагностики машин по виброакустическим полям;
- создание виброакустических технологий испытаний и обеспечение работоспособности систем;
- разработка акустических бесконтактных методов и средств измерения пульсаций давления и вибрации изделий машиностроения и аэрокосмической техники.

Одним из основных источников колебаний и шума в изделиях машиностроения и аэрокосмической техники является возмущенная рабочая среда, процессы распространения возмущений в которой описываются уравнениями механики жидкости: Навье – Стокса, неразрывности, энергии

Высокое виброакустическое качество техники может быть обеспечено только за счет совместного применения методов коррекции (рисунок В.1):

- виброакустического состояния систем за счет: коррекции виброакустических характеристик источника, применения гасителей колебаний, средств виброизоляции, вибродемпфирования, звукопоглощения и звукоизоляции;
- гидродинамического (вихревого) состояния потоков рабочей среды за счет: улучшения гидродинамического качества каналов и гидрогазовых трактов машин, применения глушителей шума выхлопных струй.

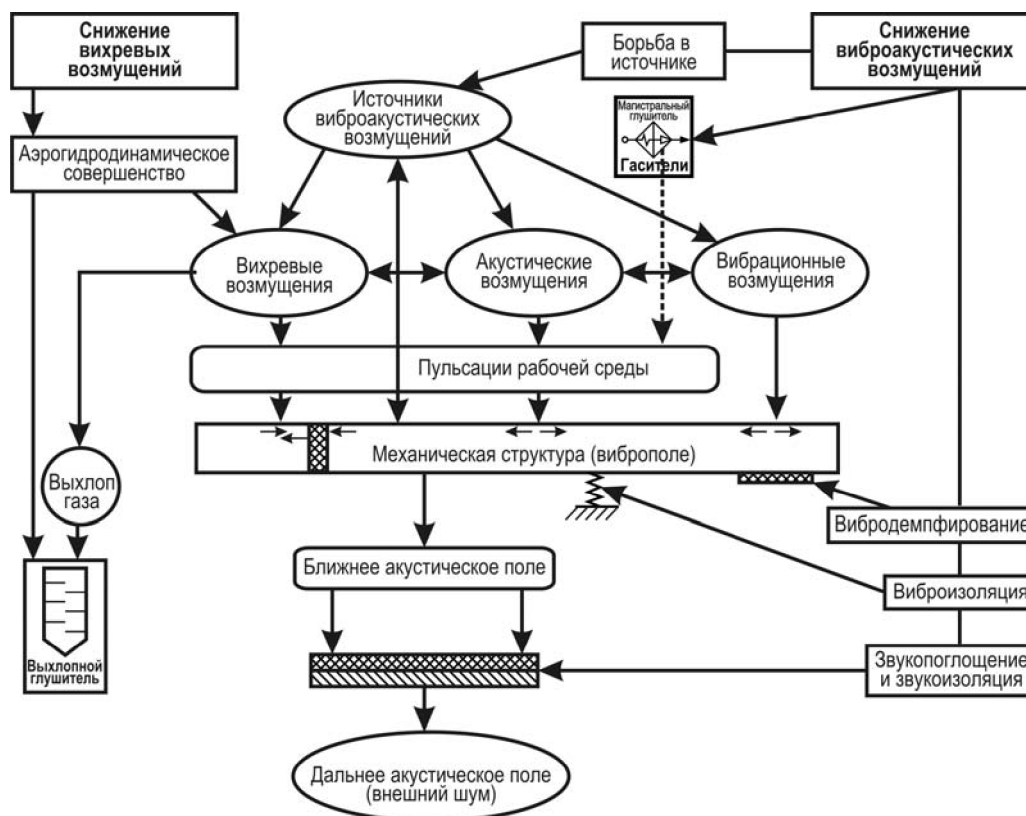


Рисунок В.1 - Комплексный подход к решению проблем виброакустики машин

Наиболее эффективным методом снижения колебаний в машинах является метод подавления вибрации и пульсаций рабочей среды в источнике. Наибольший вклад в виброакустическую активность изделий машиностроения вносят двигатели, насосы, компрессоры, гидрогазовые дроссели, другие источники с интенсивными гидродинамическими и кавитационными процессами, включая свободные турбулентные струи. Распространение упругих колебаний от источника по рабочей среде реализуется в виде продольных акустических волн. Для их эффективного подавления применяются гасители колебаний и каналные глушители шума. Передача вибрационных возмущений по механической структуре машины осуществляется упругими продольными и поперечными волнами (изгибными, сдвиговыми и пр.). Для снижения вибрационных нагрузок применяются специальные методы и средства (виброизоляторы, вибродемпферы и т.п.).

Учебное пособие основано на базе ранее изданного учебного пособия «Акустическая и вибрационная диагностика пневмо - и гидросистем» [12]. Далее в кратком изложении представлены результаты многолетнего опыта членов научной школы Шахматова Е.В. в решении проблем виброакустики изделий машиностроения и аэрокосмической техники. Сформированная и развивающаяся научная школа виброакустики машин нашла поддержку в виде грантов Президента РФ по поддержке ведущих научных школ и молодых ученых, госбюджетных тем в рамках федеральных целевых программ, а также в виде хозяйственных работ с рядом ведущих предприятий машиностроения и аэрокосмической техники. Более полные материалы представлены в монографии Шахматова Е.В. [11].

# 1. МЕХАНИЧЕСКИЕ КОЛЕБАНИЯ И ВОЛНЫ В РАЗЛИЧНЫХ СРЕДАХ

В акустике используются такие основополагающие физические понятия как *колебания* и *волны*.

*Механические колебания* – это движение, обладающее той или иной степенью повторяемости по времени. Периодические колебания различной с различной формой изменения параметра по времени характеризуются тем, что значение параметра  $W(t)$  повторяется через одинаковые промежутки времени  $T$ , называемые периодом. Важное значение в теории колебаний играют синусоидальные или гармонические колебания, которые описываются выражением:

$$u(t) = A \sin(\omega t + \varphi), \quad (1.1)$$

где  $A$  – амплитуда,  $\omega = 2\pi/T$  – угловая частота,  $\varphi$  – фаза колебаний.

*Волны* – это изменения состояния среды (возмущения), распространяющиеся в этой среде и несущие с собой энергию. Например, удар по концу стального стержня вызывает на этом конце местное сжатие (упругую волну), которое распространяется затем вдоль стержня со скоростью около 5 тысяч м/с. Быстрое перемещение поршня вызывает повышенное давление перед ним и распространение волны в воздухе (рис. 1.1). Упругие волны существуют в твёрдых телах, жидкостях и газах. Основное свойство всех волн, независимо от их природы, состоит в том, что в волнах осуществляется перенос энергии без переноса вещества (последний может иметь место лишь как побочное явление).

В жидкостях и газах упругие силы возникают только при сжатии и не возникают при сдвиге, поэтому упругие деформации в этих средах могут распространяться только в виде продольных волн. В жидкостях могут существовать волны, не связанные с упругостью среды, — поверхностные гравитационные и др.

В твёрдых телах, в которых упругие силы возникают также при сдвиге, упругие деформации могут распространяться также и в виде поперечных волн («волн сдвига»).

В твёрдых телах ограниченного размера (например, в стержнях, пластинках) возникают ещё и другие типы волн, являющиеся комбинацией первых двух основных типов. В цилиндрических стержнях могут распространяться нормальные волны трёх типов: продольные, изгибные и крутильные.

Эти виды волн показаны на рисунке 1.2. Из рисунка видно, что вибрацию поверхности стержня или пластины в диапазоне звуковых частот можно рассматривать как результат сложения изгибных волн и волн сжатия.

В жидкостях и газах, которые обладают упругостью объёма, но не обладают упругостью формы, скорость продольных волн составляет

$$c_l = \sqrt{K/\rho}, \quad (1.2)$$

где  $K$  — модуль всестороннего сжатия;  $\rho$  — плотность среды.

Для идеального газа она может рассчитываться по формуле:

$$c = \sqrt{kp/\rho} = \sqrt{kRT}, \quad (1.3)$$

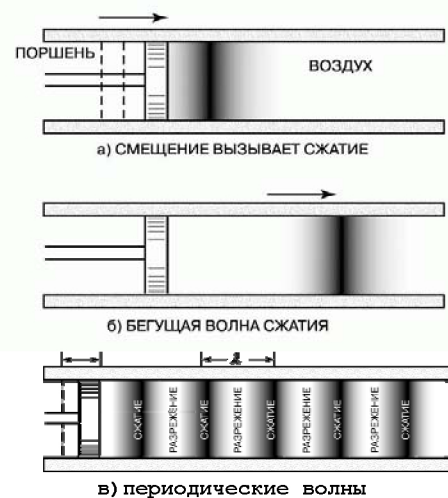


Рис. 1.1 Возникновение и распространение волн в воздухе заключенном в цилиндре

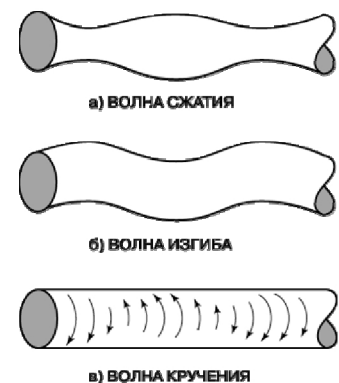


Рис. 1.2 Некоторые из видов волн распространяющихся в жестких стержнях

где  $k$  - показатель адиабаты;  $p$  – давление газа;  $R$  – газовая постоянная;  $T$  – температура газа.

Скорость поперечных и продольных волн в протяженных твердых телах составляет соответственно

$$c_t = \sqrt{\mu/\rho}, \quad (1.4)$$

$$c_l = \sqrt{E/\rho}, \quad (1.5)$$

где  $\mu$  и  $E$  - модули поперечной и продольной упругости материала;  $\rho$  - плотность материала. Величины  $c_l$ ,  $c_t$  для разных сред колеблются в пределах от долей км/с до 10 км/с.

На границе твёрдого полупространства с вакуумом, газом, жидкостью или с другим твёрдым полупространством могут распространяться упругие *поверхностные волны*, являющиеся комбинацией неоднородных продольных и сдвиговых волн, амплитуды которых экспоненциально убывают при удалении от границы. Среди волн этого вида можно отметить поверхностные акустические волны с горизонтальной поляризацией вдоль поверхности твердого тела - *волны Лява* и *волны Рэлея* – поверхностные волны с вертикальной поляризацией. Такие волны в ультразвуковом диапазоне частот могут возникать при развитии трещин на поверхности твердых тел. Регистрация и анализ их интенсивности может использоваться при диагностике состояния агрегатов и пневмо – и гидросистем методами *акустической эмиссии*.

### 1.1 Общие характеристики и свойства волн

Волны могут иметь различный вид. Одиночной волной, или *импульсом*, называют сравнительно короткое возмущение, не имеющее регулярного характера (рис. 1.3, а). Ограниченный ряд повторяющихся возмущений называют *цугом волн*. Обычно понятие цуга относят к отрезку синусоиды (рис. 1.3, б). Особое значение в теории имеет представление о гармонических волнах, т. е. бесконечной и синусоидальной волне, в которой все изменения состояния среды происходят по закону синуса или косинуса (рис. 1.3, в). Это понятие является абстракцией, применимой к достаточно длинному цугу синусоидальных волн.

Основными характеристиками гармонических волн являются её длина

$\lambda$  – расстояние между двумя максимумами или минимумами возмущения, и период  $T$  – время, за которое совершается один полный цикл колебания. Бесконечная волна обладает строгой периодичностью в пространстве, что обнаруживается в случае упругих волн на их моментальной фотографии) и периодичностью во времени, что видно если следить за движением во времени определённой частицы среды). Длина  $\lambda$  связана с периодом  $T$  соотношением  $\lambda/c = T$ , где  $c$  — скорость её распространения.

Вместо периода  $T$  можно пользоваться частотой  $f$ , равной числу периодов в единицу времени:  $f = 1/T$ , при этом  $\lambda f = c$ . В теории пользуются также понятием волнового вектора  $k$ , ориентированного в направлении распространения волны, абсолютная величина которого  $k = 2\pi/\lambda = 2\pi f/c$ , т.е. равна числу волн на отрезке  $2\pi$ .

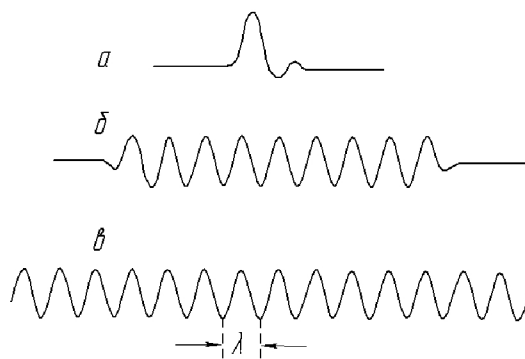


Рис. 1.3 а – одиночная волна; б – цуг волн; в – бесконечная синусоидальная волна

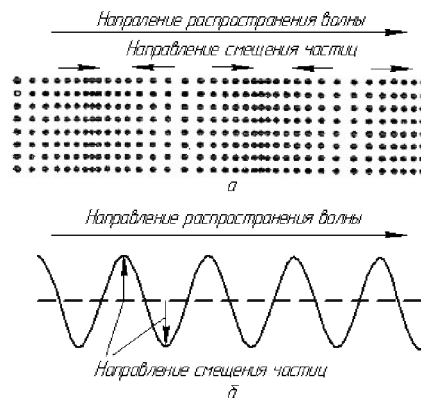


Рис. 1.4 а – продольная волна; б - поперечная волна.

## 1.2 Гармоническая волна. Амплитуда и фаза

В гармонических волнах изменение колеблющейся величины  $W$  во времени происходит по закону синуса (или косинуса).

В любой другой точке, расположенной на расстоянии  $r$  от первой в направлении распространения волны, колебания происходят по такому же закону, но с опозданием на время  $t_1 = r/c$ , так, что можно записать в виде:

$$W = A \sin \frac{2\pi}{T}(t - t_1) = A \sin \frac{2\pi}{T} \left( t - \frac{r}{c} \right). \quad (1.6)$$

Выражение  $\varphi = \frac{2\pi}{T}(t - t_1)$  называется фазой  $W$ . разность фаз в двух точках  $r_1$  и  $r_2$  равна:

$$\varphi_2 - \varphi_1 = \frac{2\pi}{Tc}(r_2 - r_1) = \frac{2\pi}{\lambda}(r_2 - r_1). \quad (1.7)$$

В положении равновесия величина  $W$  принимается равной нулю.  $A$  — амплитуда, т.е. значение, которое эта величина принимает при наибольших отклонениях от положения равновесия. В точках, отстоящих друг от друга на целое число волн, разность фаз составляет целое число  $2\pi$ , т.е. колебания в этих точках протекают синхронно — в фазе. Наоборот, в точках, отстоящих друг от друга на нечётное число полуволн, то есть для которых  $r_2 - r_1 = (2N - 1)\lambda/2$ , где  $N = 1, 2, \dots$ , разность фаз равна нечётному числу  $\pi$ , т.е.  $\varphi_2 - \varphi_1 = (2N - 1)\pi$ . Колебания в точках происходят в противофазе: в то время как отклонение в одной равно  $A$ , в другой оно обратно по знаку, т.е. равно  $-A$ , и наоборот.

Распространение волн всегда связано с переносом энергии, которую можно количественно охарактеризовать вектором плотности потока энергии  $I$ . Этот вектор для упругих волн называют вектором Умова. Его направление совпадает с направлением переноса энергии, а его абсолютная величина, называемая также *интенсивностью звука*, равна энергии, переносимой волной за единицу времени через единичную площадку, расположенную перпендикулярно вектору  $I$ . При малых отклонениях от положения равновесия  $I = KA^2$ , где  $K$  — коэффициент пропорциональности, зависящий от природы волны и свойств среды, в которой она распространяется.

## 1.3 Интерференция волн

При приходе в данную точку среды двух волн их действие складывается. Важное значение имеет наложение так называемых когерентных волн, таких волн, разность фаз которых не меняется со временем. В случае когерентности имеет место явление, называемое интерференцией. В точках, куда обе волны приходят в фазе, они усиливают друг друга, в точках же, куда они попадают в противофазе, ослабляют друг друга. В результате получается характерная интерференционная картина (рис. 1.5).

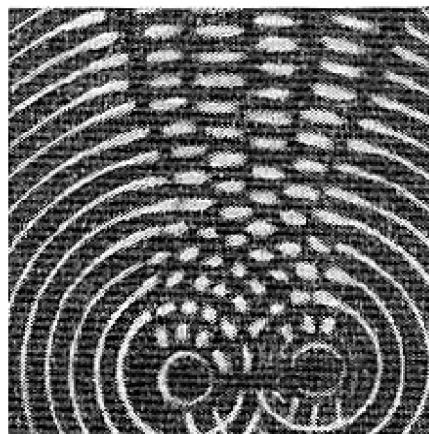


Рис. 1.5 Фотография интерференции волн, возбуждаемых в двух точках на поверхности воды

#### 1.4 Стоячие волны. Собственные колебания

При падении плоской волны на плоское отражающее препятствие возникает отражённая волна. Если при распространении в среде и при отражении их от препятствия не происходит потерь энергии, то амплитуды падающей и отражённой волн равны между собой. В точках, куда падающая и отражённая волны приходят в противофазе, результирующая амплитуда падает до нуля, т.е. точки среды всё время остаются в покое, образуя неподвижные узлы колебаний, а в тех местах, где фазы волн совпадают, образуются пучности колебаний.

В результате получается так называемая стоячая волна (рис. 1.6). В стоячей волне поток энергии отсутствует: энергия в ней (при условии, что потерь нет), перемещается только в пределах, ограниченных смежным узлом и пучностью. Такие волны могут существовать также и в ограниченном объёме. В частности, в случае, изображённом на рисунке, слева, на месте  $BB$ , можно вообразить себе такое же препятствие, что и справа. Между двумя стенками будет существовать стоячая волна, если расстояние между ними равно целому числу полуволн. Стоячая волна может существовать в ограниченном объёме лишь в том случае, если её длина находится в определённом соотношении с размерами объёма. Это условие выполняется для ряда частот  $f_1, f_2, f_3, \dots$ , называемые собственными частотами данного объёма.

Изгибные и крутильные колебания балок, пластин и многих механических деталей агрегатов, которые могут быть представлены как жесткие тела с распределенными параметрами, так же являются результатом распространения, отражения и сложения изгибных волн.

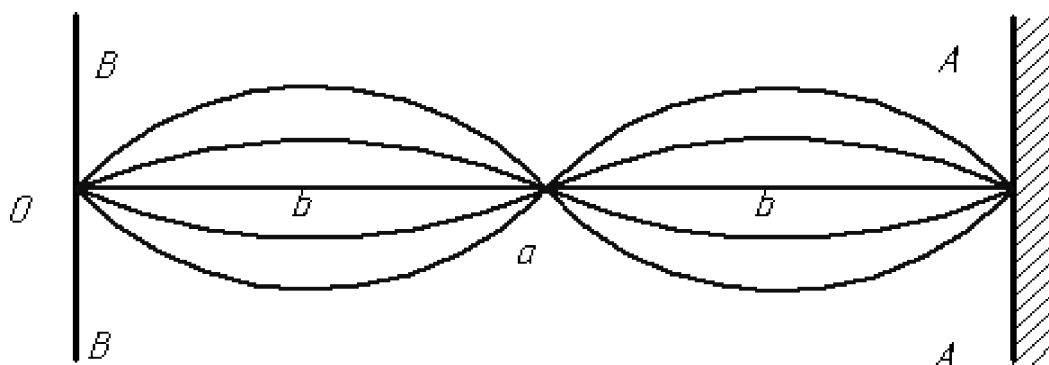


Рис. 1.6 Стоячая волна, возникающая в результате интерференции падающей и отражённой от препятствия  $AA$  волны;  $a$  – узел колебаний;  $b$  – пучность

#### 1.5 Дифракция волн

При падении волны на непрозрачное для неё тело позади тела образуется тень. Однако границы тени не резки, а размыты, причём размытость увеличивается при удалении от тела. Это явление огибания тела волной называется дифракцией. На расстояниях от тела, существенно больших, чем  $d^2/\lambda$ , где  $d$  – его поперечный размер, тень практически полностью смазана. Чем больше размеры тела, тем большее пространство занимает тень.

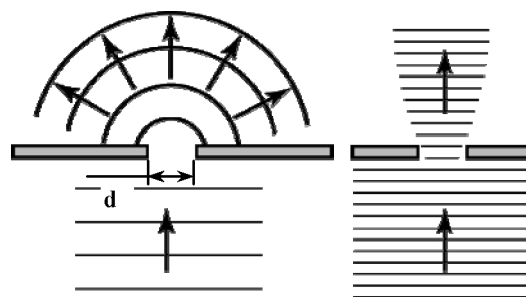


Рис. 1.7 Схема прохождения волны через отверстие в экране;  $a$  – диаметр отверстия соизмерим с длиной волны;  $b$  – длина волны существенно меньше диаметра отверстия.

Тела, размеры которых малы по сравнению с длиной волны, вообще не создают тени, они рассеивают падающую на них волну во всех направлениях. Изменение амплитуды волны при переходе из «освещенной» области в область тени происходит по сложному закону с че-

редующимися уменьшением и увеличением амплитуды, что обусловлено интерференцией волн, огибающих тело.

Дифракция имеет место и при прохождении волны через отверстие (рис. 1.7), где она также выражается в её проникновении в область тени и в некотором изменении характера в «освещенной» области: чем меньше диаметр отверстия  $d$  по сравнению с длиной волны, тем шире область, в которую она проникает.

### 1.6 Отражение и преломление волн

При падении на плоскую границу раздела двух разных сред плоская волна частично отражается, частично проходит в другую среду, оставаясь плоской (рис. 1.8).

При падении под углом к границе раздела преломленная волна меняет при этом свое направление распространения – преломляется. Углы, образуемые направлениями падающей и преломленной В. (рис. 1.9) с перпендикуляром к границе раздела сред, называется соответственно углом падения  $\theta_1$ , углом отражения  $\theta_3$  и углом преломления  $\theta_2$ . Согласно закону отражения, угол падения равен углу отражения, т. е.  $\theta_1 = \theta_3$ . Согласно закону преломления, синус угла падения относится к синусу угла преломления, как скорость волны в первой среде  $c_1$  относится к её скорости во второй среде  $c_2$  и равно коэффициенту показателя преломления:  $\sin \theta_1 / \sin \theta_2 = c_1 / c_2$ . (1.8)

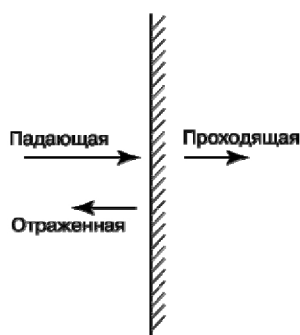


Рис. 1.8 Прохождение и отражение волны при нормальном падении на границу раздела двух сред

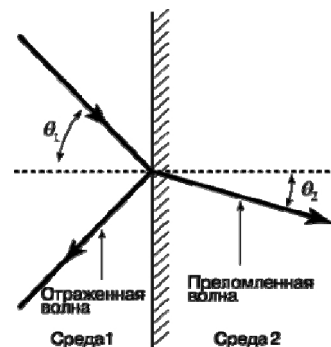


Рис. 1.9 Прохождение и отражение волны при падении на границу раздела двух сред под углом  $\theta_1$

### 1.7 Волны и лучи

Линия, направление которой в каждой точке совпадает с направлением потока энергии в волне, называется лучом. В изотропной среде это направление совпадает с направлением нормали к фронту волны. Плоской волне соответствует параллельный пучок прямолинейных лучей, сферической – радиально расходящийся пучок и т. д. При некоторых условиях сложный расчёт распространения волны можно заменить более простым расчетом формы лучей. Этим пользуются в *геометрической акустике*. Такой упрощённый подход применим, когда длина волны достаточно мала по сравнению с характерными размерами препятствий, лежащих на пути их распространения, поперечными размерами фронта волн, расстояниями до точки, в которой они сходятся, и т. п.

### 1.8 Волновое уравнение

Несмотря на разную природу волн, закономерности, которыми определяется их распространение, имеют между собой много общего. Так, упругие волны в однородных жидкостях и газах или электромагнитные в свободном пространстве, возникающие в какой-либо малой области («точке») и распространяющиеся без поглощения в окружающем пространстве, подчиняются одному и тому же волновому уравнению. Пусть сферическая волна возбуждается синусоидальными колебаниями в начале прямоугольной системы координат  $x, y, z$ . Эти возмущения повторяются с запаздыванием на время  $t = r/c$ , а также с некоторым уменьшением амплитуды на расстоянии  $r = \sqrt{x^2 + y^2 + z^2}$ . Если можно пренебречь затуханием в среде, обусловленным трением частиц среды, то амплитуда волн будет убывать обратно пропорционально расстоянию  $r$ . С учётом запаздывания во времени и убывания амплитуды математическое выражение сферической волны будет иметь следующий вид:

$$W = \frac{A_0}{r} \sin \frac{2\pi}{T} \left( t - \frac{r}{c} \right). \quad (1.9)$$

При увеличении расстояния кривизна сферической поверхности стремится к нулю и на определенных, не слишком больших, участках пространства может быть принята за плоскую волну, математическое выражение которой было приведено ранее (1.6).

Обе волны являются частными видами решений дифференциального уравнения 2-го порядка с частными производными

$$\frac{\partial^2 W}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 W}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 W}{\partial z^2} = \frac{1}{c^2} \cdot \frac{\partial^2 W}{\partial t^2}, \quad (1.10)$$

называемое *волновым уравнением* и которое можно записать сокращённо:

$$\Delta W = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 W}{\partial t^2}, \quad (1.11)$$

где  $\Delta$  — оператор Лапласа.

Различные случаи волнового движения отличаются друг от друга граничными и начальными условиями. Эти условия характеризуют состояние на границах тел, а также состояние волнового процесса в начальный момент времени и должны быть заданы независимо от волнового уравнения.

При помощи более частных видов волнового уравнения описывается распространение волн в одном и двух измерениях. Так, колебания струны (одно измерение) описывается волновым уравнением

$$\frac{\partial^2 W}{\partial x^2} = \frac{1}{c^2} \cdot \frac{\partial^2 W}{\partial t^2}, \quad (1.12)$$

а распространение волн по натянутым пленкам-мембранам (два измерения) уравнением

$$\frac{\partial^2 W}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 W}{\partial y^2} = \frac{1}{c^2} \cdot \frac{\partial^2 W}{\partial t^2}. \quad (1.13)$$

Уравнение для стоячих волн, или собственных колебаний, получится, если положить  $W = A \sin \frac{2\pi}{T} t$ , где  $A$  — функция  $x, y, z$ .

Подставляя это выражение в уравнение (1.10), получим волновое уравнение, не содержащее производной по времени (уравнение Гельмгольца):

$$\frac{\partial^2 W}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 W}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 W}{\partial z^2} + k^2 W = 0, \quad (1.14)$$

где  $k = 2\pi / \lambda = 2\pi f / c$  — волновое число.

Уравнение (1.14) допускает решение в виде стоячих волн в замкнутом объёме, удовлетворяющих определённым граничным условиям, только для определённого ряда частот  $f_1, f_2$ , называемые частотами собственных колебаний.

В безграничной среде распространяются продольные и сдвиговые волны трёх типов: плоские, сферические и цилиндрические. Их особенность — независимость фазовой и групповой скоростей от амплитуды и геометрии волны.

В ограниченных твёрдых телах (пластина, стержень), представляющих собой твёрдые волноводы, распространяются нормальные волны, каждая из которых является комбинацией нескольких продольных и сдвиговых волн, распространяющихся под острыми углами к оси волновода и удовлетворяющих граничным условиям на поверхности волновода. Число  $n$  нормальных волн, которые могут распространяться в пластине или стержне, определяется их толщиной или диаметром  $d$ , частотой  $\omega$  и модулями упругости среды. При увеличении  $\omega d$  число нормальных волн возрастает, и при  $\omega d \rightarrow \infty$   $n \rightarrow \infty$ . Нормальные волны характеризуются дисперсией (зависимостью от частоты) фазовой и групповой скоростей, то есть разными скоростями их распространения которые зависят от  $\omega d$ . От величины  $\omega d$  сильно зависит также распределение смещений и напряжений в волне по поперечному сечению волновода.

## 2. МЕТОДЫ И СРЕДСТВА РЕГИСТРАЦИИ И ОБРАБОТКИ ПАРАМЕТРОВ АКУСТИЧЕСКОГО ИЗЛУЧЕНИЯ И ВИБРАЦИИ ДЛЯ ДИАГНОСТИКИ ПНЕВМО- И ГИДРОМАШИН

### 2.1. Уровни звукового давления

Самый слабый звук, обнаруживаемый нормальным слухом здорового человека имеет амплитуду, равную 20 миллионным долям основной единицы давления (паскаль), т.е. 20 мкПа (20 микроПаскаль). Это равносильно деленному на 500000000 нормальному атмосферному давлению (1 атм. равна 1 кг/см<sup>2</sup>, т.е. 10т/м<sup>2</sup>). Изменение давления на 20мкПа так мало, что ему соответствует перемещение ушной перепонки на расстояние, меньшее диаметра одного атома. Удивительно, что человеческий слух способен воспринимать звуки, обуславливающие изменения давления более чем в миллион раз больше вышеописанного минимального значения. Следовательно, применение основных единиц давления, т.е. Па, в акустической практике сопровождалось бы необходимостью применения больших и ненаглядных чисел. Во избежание этого недостатка в акустике распространено применение логарифмической шкалы и соответствующей ей единицы дБ (децибел). Опорной точкой шкалы дБ служит слуховой порог, т.е. давление 20 мкПа. Так как эта точка является исходной точкой шкалы, ей соответствует уровень 0 дБ. Линейному увеличению звукового давления в 10 раз соответствует в логарифмическом масштабе увеличение уровня на 20 дБ. Следовательно, звуковому давлению 200 мкПа соответствует уровень 20 дБ относительно 20 мкПа, давлению 2000 мкПа уровень 40 дБ и т.д. Таким образом, применение логарифмической шкалы дает возможность сжатия диапазона 1:1 000000 до диапазона шириной 120 дБ. К преимуществам и достоинствам логарифмической шкалы дБ относится также то, что она более точно, чем линейная шкала Па соответствует субъективному восприятию относительной громкости звука. Это обуславливается тем, что слух реагирует на процентные изменения интенсивности (давления) звука и, следовательно, на изменения его уровня. 1 дБ является наименьшим обнаруживаемым слухом изменением уровня звука, отображающим идентичное относительное изменение в любой точке логарифмической шкалы уровней.

### 2.2 Измерение звука

**Конструкция микрофонов.** Микрофоны – это преобразователи акустических колебаний в электрические. Большинство микрофонов являются преобразователями акустической энергии в электрическую. Есть микрофоны, основанные на другом принципе – релейном. В них под действием акустических колебаний происходит преобразование энергии постоянного тока в энергию переменного тока. К основным характеристикам микрофонов относятся: чувствительность, частотная характеристика, характеристика направленности (коэффициент направленности) и уровень собственного шума.

**Чувствительность** – это отношение напряжения  $U$  на входе микрофона к звуковому давлению  $P$ , действующему на микрофон:

$$E = U/P$$

Чувствительность определяется по напряжению холостого хода, или по напряжению на номинальной нагрузке, за которую обычно принимают внутреннее сопротивление микрофона на частоте 1000 Гц.

Чувствительность микрофона зависит от частоты, поэтому вводится понятие **средней чувствительности** – среднеквадратическое значение в номинальном диапазоне частот. При этом усредняют чувствительность, измеренную на частотах распределенных равномерно в логарифмическом масштабе.

Зависимость уровня чувствительности от частоты называется **частотной характеристикой**. Ее неравномерность определяют в номинальном частотном диапазоне для данного типа микрофона.

**Характеристика направленности** – зависимость чувствительности микрофона в свободном поле от угла между рабочей осью микрофона (направлением, по которому микрофон имеет наибольшую чувствительность) и направлением на источник звука. Эту харак-

теристику определяют на ряде частот или для полосы частот. Обычно приводят нормированную характеристику направленности, то есть зависимость отношения чувствительности  $E_q$ , измеренной под углом  $q$ , к осевой чувствительности  $E_0$ .

$$R(q) = E_q / E_0.$$

Большинство микрофонов имеет осевую симметрию. Графическое представление характеристики направленности называют диаграммой направленности, которую часто дают в полярных координатах.

**Уровень собственного шума** микрофона  $L$ , приведенный к акустическому входу, определяют как уровень эквивалентного звукового давления  $P$ , при воздействии которого на микрофон получилось бы выходное напряжения, равное выходному напряжению микрофона  $U_{ш}$ , развиваемого им в отсутствие звуковых колебаний, то есть

$$L = 20 \times L_g(P_{ш} / P_0),$$

где  $P_{ш} = U_{ш} / E_{ш}$ ;  $P_0 = 2 \times 10 \text{ Па}$ .

Микрофоны по принципу электромеханического преобразования делятся на электродинамические, электростатические, электромагнитные и релейные. Электродинамические микрофоны по конструкции механической системы делятся на катушечные (динамические) и ленточные. Электростатические – на конденсаторные, в том числе и электретные, и пьезомикрофоны. Электромагнитные – на односторонние и дифференцированные. Релейные – на угольные и транзисторные.

По акустическим характеристикам микрофоны делятся на приемники давления, приемники градиента давления, комбинированные и групповые.

Характерной особенностью приемника давления является то, что его подвижная механическая система (например, диафрагма) открыта для действия звуковых волн только с одной стороны.

У приемника градиента давления подвижная механическая система открыта для звуковых волн с обеих сторон, поэтому на нее действует разность давлений волн, падающая на фронтальную поверхность диафрагмы и огибающая ее с тыльной стороны.

Для получения различных форм характеристик направленности обычно комбинируют приемники давления и градиента давления.

Наиболее широко применяются динамические, конденсаторные и пьезомикрофоны.

Принцип действия *динамического микрофона* заключается в том, что катушка с намотанным на нее проводом, находящаяся в радиальном магнитном поле и жестко соединенная с диафрагмой, колеблется под действием звукового давления, пересекая силовые линии. Вследствие этого в ней индуцируется электродвижущая сила (ЭДС).

Для создания магнитного поля обычно используют кольцевой магнит. Диафрагму изготавливают из легких, но прочных материалов.

Конструкция *конденсаторного микрофона* представляет собой конденсатор, один из элементов которого массивный, а второй – тонкая натянутая мембрана. На конденсатор подается поляризующее напряжение  $U_p$  через сопротивление  $R_n$ . Источник поляризующего напряжения не расходует энергии, так как постоянной составляющей тока нет. При колебаниях мембраны емкость конденсатора  $C_0$  изменяется, а так как заряд  $q$  остается постоянным (конденсатор не успевает перезарядиться из-за большой постоянной времени  $t = R_n \times C_0$ ), то изменяется напряжение на нем. Это дополнительное напряжение  $U_d$  и является ЭДС от действия звукового давления на мембрану. Напряжение, получаемое на нагрузке, несколько меньше ЭДС из-за падения напряжения на емкости конденсатора.

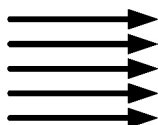
В *электретном микрофоне*, в отличие от конденсаторного, поляризующее напряжение образовано предварительной электризацией одного из электродов, изготовляемого из полимеров или керамических поляризующих материалов. Такой электрод имеет металлическое покрытие, которое, по существу, и является электродом конденсатора, а электрет слу-

жит лишь источником поляризующего напряжения. Поляризация электрета постепенно уменьшается и через несколько лет требуется или его заменить, или повторная поляризация. В этом недостаток электретного микрофона по сравнению с конденсаторными, но и достоинство, так как для него не требуется источник напряжения. По механическим, акустическим характеристикам, а также по конструкции электретный микрофон ничем не отличается от конденсаторного.

В *пьезомикрофонах* используется явление пьезоэффекта: при деформации пластинки, вырезанной из кварца, сегнетовой соли или других кристаллов, а также пьезокерамик (титана бария и др.) происходит ее поляризация, то есть выделение зарядов на плоскостях. Если пластину вырезать под определенным углом к оси кристалла, то можно получить поляризацию при деформировании пластинки от ее поперечного изгиба. При наклеивании металлических электродов на две противоположные грани пластинки между ними получают разность потенциалов, пропорциональную величине деформации пластинки от поперечного изгиба. Для получения небольшого механического сопротивления при изгибе пластинку берут очень тонкой, а для получения наибольшего электрического сопротивления длину и ширину пластинки выбирают сравнительно большими.

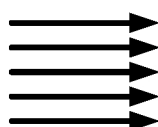
Пьезомикрофоны относятся к электростатическому типу микрофонов, поскольку основные соотношения, управляющие процессами преобразования колебаний, сходны с происходящими в электростатических преобразователях, например, типа электретных. Разница между ними заключается в том, что пьезоэлектрические преобразователи не требуют электрической поляризации: электрический заряд у них образуется при деформации. У электретных преобразователей имеющийся заряд как бы пульсирует в такт изменению емкости преобразователя, вызываемой деформацией электрета [5].

Направление распространения  
звуковых волн



Микрофон в свободном  
звуковом поле

Направление распространения  
звуковых волн



Микрофон – приемник  
давления

Рис.2.1 Микрофон в звуковом поле

### **Влияние условий окружающей среды.**

Присутствие ветра воспринимается микрофоном измерительной аппаратуры как шум, подобный слышимому человеческим слухом шума ветра. Для уменьшения создаваемого ветром шума предназначены специальные ветрозащитные колпаки, имеющие вид шара из пористого и пенистого полиуретана и защищающие микрофон также от пыли, грязи и других нечистот. Следует подчеркнуть необходимость применения ветрозащитного колпака при эксплуатации микрофона на открытом воздухе.

Влажность внешней среды влияет мало на качественные измерительные приборы и микрофоны, так что влиянием относительной влажности до 90% можно практически пренебречь [3].

Особое внимание нужно уделять быстрым измерениям температуры, так как они могут обуславливать конденсацию влаги внутри микрофонов.

Изменения статического (атмосферного) давления в пределах  $\pm 10\%$  почти не влияют на чувствительность микрофонов (изменения  $\pm 0,2$  дБ).

Хотя микрофоны и шумомеры относительно мало чувствительны к механическим колебаниям, все же рекомендуется их надежная изоляция относительно механических колебаний и ударов с большими амплитудами.

### **Графическое представление звуковых или шумовых полей**

Один из первых шагов выполнения более сложной программы борьбы с шумом обычно является графическое представление соответствующего шумового поля, т.е. составление достаточно точного эскиза с указанием расположения и главных размеров отдельных источников шума (машин и т.д.) и других объектов, находящихся в исследуемом поле. В этот эскиз затем вносятся уровни шума, измеренные в разных точках шумового поля. Понятно, что с ростом числа результатов измерений получается все более точное представление исследуемого поля. Соединением точек с идентичными уровнями шума строятся кривые, подобные изогипсам в картографии и дающие графическое представление о распределении энергии шума. Графическое представление шумового поля способствует обнаружению наиболее шумных мест и служит исходной платформой планирования и подготовки акустических мероприятий с целью защиты людей от шума. Новые измерения, осуществляемые после реализации упомянутых выше мероприятий, дают наглядное представление их результатов и иллюстрацию достижений в отношении снижения шума и оптимизации шумового поля. В упомянутом выше эскизе можно красным обозначать зоны, в которых обязательно применение средств индивидуальной защиты, например, ушных тампонов, противозумовых наушников и т.д.

### **2.3 Измерение параметров вибрации**

Избежать механических колебаний на практике почти нельзя, так как они обусловлены динамическими явлениями, сопровождающимися присутствием допусков, зазоров и поверхностных контактов отдельных деталей машин и механизмов и сил, возникающих при вращении и возвратно-поступательном движении неуравновешенных элементов и деталей. Даже механические колебания с малой амплитудой часто вызывают резонансные колебания других элементов конструкций, усиливаются и становятся важным источником вибрации и шума. Однако механические колебания могут также быть полезным помощником человека. На применении искусственно генерируемых механических колебаний основываются, например, вибрационные питательные устройства, уплотнители для бетона, ультразвуковые ванны для очистки деталей, пневматические дрели и другие инструменты. Вибростенды, вибраторы и другие возбудители механических колебаний находят широкое применение при исследованиях и испытаниях изделий, узлов и деталей, подвергаемых воздействию точно определенных механических колебаний с целью измерения и анализа их физической и эксплуатационной характеристики и оценки их стойкости в отношении влияний механических колебаний и ударов. Основным предположением успеха какой-либо работы, относящейся к механическим колебаниям, т.е. работы, целью которой является разработка машин и механизмов или эксплуатация и обслуживание находящегося на ходу оборудования, является точное определение параметров этих механических колебаний путем их измерения и анализа.

**Природа механических колебаний.** Тело считают вибрирующим, если оно совершает колебательное движение относительно опорного положения равновесия. Число полных циклов движения тела за единицу времени (сек), называется частотой и выражается в единицах Гц (герц). Движение может быть простым и содержать лишь составляющую с одной частотой, например, движение камертона, или более сложным с несколькими составляющими, развивающимися одновременно на нескольких частотах. Встречающиеся на практике вибрации обычно являются сложными механическими колебаниями со многими составляющими на разных частотах. Следовательно, на основе лишь амплитудной - временной диаграммы нельзя определить ни число, ни частоты отдельных составляющих сложного колебательного процесса. Отдельные составляющие сложных механических колебаний можно обнаружить и определить путем исследования зависимости их амплитуд от частоты. Разложение механиче-

ских колебаний в индивидуальные частотные составляющие называется частотным анализом. Частотный анализ является основным методом диагностики, основанием которой является исследование механических колебаний. График зависимости амплитуды или уровня определенной величины механических колебаний от частоты называется спектром.

### Количественная оценка амплитуд механических колебаний.

Для количественной оценки амплитуд механических колебаний, отображающей их опасность и строгость, можно использовать разные значения. На рисунке 2.2 показаны взаимные отношения двойной амплитуды, пикового значения, среднего значения и среднеквадратичного значения колебаний с синусоидальной формой волны. Двойная амплитуда, отображающая полный размах колебаний, является важным параметром, например, в случаях, когда смещение механических колебаний детали машины является критическим с точки зрения максимально допустимых механических напряжений и зазоров. Пиковое значение эффективно именно при оценке кратковременных механических ударов и т. д. Однако, пиковое значение отображает только максимальное значение исследуемых колебаний, а не включает в себе их временное развитие. Среднее значение (усредненное или абсолютное) отображает временное развитие исследуемых колебаний, но его практическое применение ограничено ввиду того, что оно не имеет непосредственной связи ни с какой физической величиной этих колебаний. Среднеквадратичное значение (СКЗ) является самым важным, так как в нем учитывается временное развитие исследуемых колебаний, и оно непосредственно отображает значение, связанное с энергией и, следовательно, разрушающей способностью этих колебаний [1].

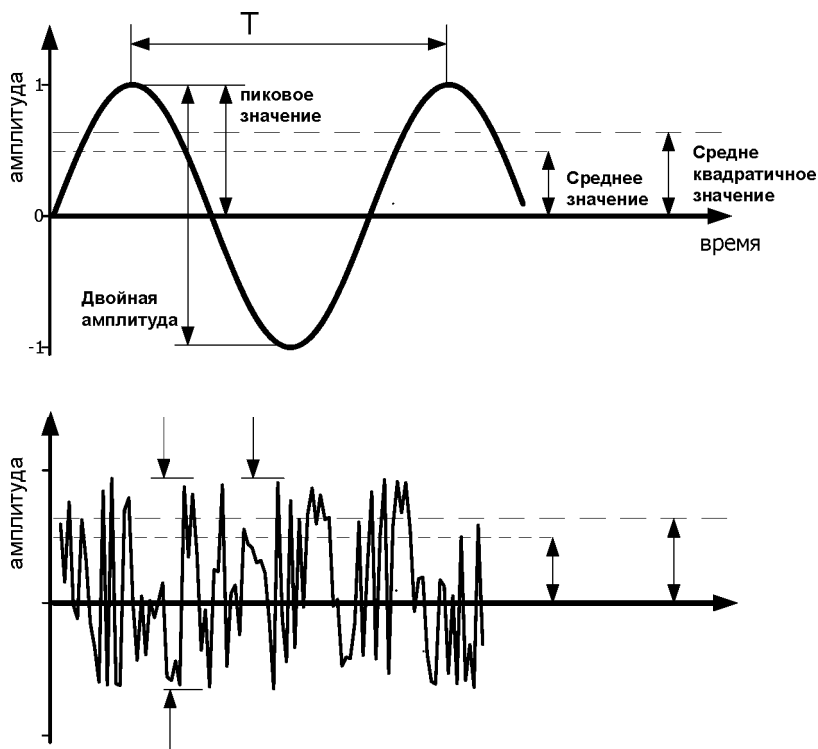


Рис.2.2. Количественная оценка механических колебаний

### Параметры механических колебаний: ускорение, скорость и смещение.

При рассмотрении камертона можно амплитуду волны колебаний полагать равной физическому смещению концов его плеч относительно положения покоя. Однако в основу описания движения камертона можно положить не только смещение, а также скорость или ускорение колебаний. Форма волны и период рассматриваемых колебаний идентичны для смещения, скорости и ускорения. Главное различие этих трех параметров заключается во взаимном фазовом сдвиге их кривых, отображающих зависимость амплитуды от времени. Ампли-

туды смещения, скорости и ускорения колебаний с синусоидальной формой волны взаимно связаны математическими функциями частоты и времени. Пренебрегая фазовыми соотношениями, т. е. опираясь на результаты измерения и анализа с усреднением во времени, скорость механических колебаний можно определить путем деления их ускорения на пропорциональный частоте фактор, а смещение можно аналогично получить делением ускорения на фактор, пропорциональный возведенной в квадрат частоте. Описанные выше операции автоматически осуществляются электронными интеграторами, встроенными в современных виброизмерительных приборах.

### **Условия выбора одного из параметров механических колебаний.**

Применение вибродатчика, чувствительного к ускорению, дает возможность измерения и анализа не только ускорения, а также скорости и смещения механических колебаний. Нужное преобразование ускорения в скорость и смещение обеспечивают электронные интеграторы, которыми снабжено большинство современных виброизмерительных приборов. При одноразовом измерении механических колебаний с широкой частотной полосой играет важную роль определяемый параметр, в частности тогда, когда подлежащий измерению процесс содержит много составляющих с разными частотами. Измерение смещения приводит к подчеркиванию составляющих с низкими частотами, в то время как измерение ускорения определяет значения высокочастотных составляющих. Экспериментально подтверждено, что общее среднеквадратичное значение скорости, измеряемое в частотном диапазоне от 10 до 1000 Гц, наиболее точно отображает строгость и опасность механических колебаний. Возможным объяснением этого эмпирического правила является соответствие определенного уровня скорости определенному уровню энергии, так что низкочастотные и высокочастотные составляющие исследуемого процесса имеют с точки зрения энергии колебаний идентичные значения. К характерным свойствам механических систем относится то, что заметные смещения происходят только медленно, т. е. их составляющие находятся только в области низких частот. Следовательно, измерение и анализ смещения не являются задачами первостепенной важности при общем исследовании механических колебаний. Однако смещение играет важную роль у машин и механизмов, сконструированных с учетом малых зазоров между отдельными элементами и деталями. Смещение также часто служит параметром при балансировке вращающихся элементов, так как относительно большие смещения наблюдаются на частоте вращения балансируемой детали. Отметим, что эта частота является наиболее важной при балансировке.

Пьезоэлектрический акселерометр является универсальным вибродатчиком, в настоящее время применяемым почти во всех областях измерения и анализа механических колебаний. Эксплуатационная характеристика пьезоэлектрических акселерометров в общем лучше характеристики любого другого вибродатчика. Пьезоэлектрические акселерометры отличаются широкими рабочими частотным и динамическим диапазонами, линейными характеристиками в этих широких диапазонах, прочной конструкцией, надежностью и долговременной стабильностью параметров. Так как пьезоэлектрические акселерометры являются активными датчиками, генерирующими пропорциональный механическим колебаниям электрический сигнал, при их эксплуатации не нужен источник питания. Отсутствие движущихся элементов конструкции исключает возможность износа и гарантирует исключительную долговечность пьезоэлектрических акселерометров. Отметим, что отдаваемый акселерометром сигнал, пропорциональный ускорению, можно интегрировать с целью измерения и анализа скорости и смещения механических колебаний. Основным элементом пьезоэлектрического акселерометра является диск из пьезоэлектрического материала, в качестве которого нормально используется искусственно поляризованная ферроэлектрическая керамика. Подвергаемый действию силы (при растяжении, сжатии или сдвиге) пьезоэлектрический материал генерирует на своих поверхностях, к которым прикреплены электроды, электрический заряд, пропорциональный воздействующей силе.

**Конструкция акселерометров.** Конструкция пьезоакселерометра показана на рисунке 2.3. Пьезоэлемент акселерометров сконструирован так, что при возбуждении механическими колебаниями предусмотренная в корпусе акселерометра масса воздействует на него силой, пропорциональной ускорению механических колебаний. На частотах значительно меньших резонансной частоты общей системы масса – пружина ускорение массы акселерометра идентично ускорению его основания и, следовательно, отдаваемый акселерометром электрический сигнал пропорционален ускорению воздействующих на него механических колебаний.

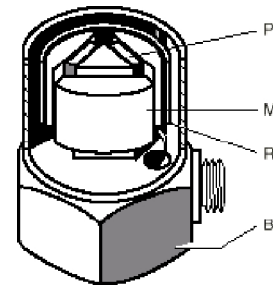


Рис.2.3. Конструкция пьезоакселерометров М – масса, Р – пьезоэлемент, В – основание, R – кольцо

### **Характеристики акселерометров (чувствительность, масса и динамический диапазон).**

Основным параметром акселерометра нормально считается чувствительность. Идеальным являлся бы акселерометр, отдающий электрический сигнал с возможно большой амплитудой. Однако уже на данном месте необходимо идти на компромисс, так как с большой чувствительностью нормально связана необходимость в относительно размерном пьезоэлементе и, следовательно, в увеличении размеров и собственной массы акселерометра. В нормальных областях применения чувствительность акселерометра не является критическим параметром, так как современные предусилители рассчитаны на усиление сигналов с малыми амплитудами.

Собственная масса акселерометра становится важным параметром при измерении и анализе механических колебаний легких объектов. Образованная акселерометром дополнительная масса может значительно влиять на амплитуду и частоту измеряемых и анализируемых колебаний. За общее правило можно взять, что собственная масса акселерометра не должна превышать одну десятую динамической массы объекта, на котором он закреплен [1]. Рабочий динамический диапазон акселерометра необходимо учитывать при измерении и анализе механических колебаний с очень малыми или очень большими амплитудами ускорения.

### **Рабочий частотный диапазон акселерометров.**

Энергия механических колебаний, генерируемых механическими системами, обычно сосредоточена в относительно узком диапазоне частот, простирающемся от 10 до 1000 Гц. Однако измерению и анализу подлежит диапазон с верхним пределом около 10 кГц, так как частоты некоторых составляющих механических колебаний могут находиться в области более высоких частот. Следовательно, рабочий частотный диапазон используемого акселерометра должен перекрывать частотный диапазон измеряемых и анализируемых колебаний. Нижний предел рабочего частотного диапазона акселерометра на практике определяется двумя факторами. Первым из них является нижняя частота среза используемого вместе с акселерометром усилителя. Отметим, что нижняя частота среза современных усилителей намного меньше 1 Гц и она не является важной причиной затруднений. Вторым фактором является влияние изменений температуры окружающей среды, к которым все акселерометры более или менее чувствительны. Современные акселерометры, пьезоэлемент которых работает под срезающим усилием, минимально чувствительны к изменениям температуры, так что их можно применять в нормальных условиях окружающей среды при измерениях в частотном диапазоне с нижним пределом ниже 1 Гц. Верхний предел рабочего частотного диапазона акселерометра определяется резонансом его системы масса - пружина. Эмпирическим правилом можно принять, что погрешность измерения составляющих механических колеба-

ний с частотами вблизи верхнего предела рабочего частотного диапазона акселерометра, равного  $1/3$  его резонансной частоты, не будет превышать 12%. Резонансная частота малогабаритных акселерометров, доходит до 180 кГц, в то время как резонансная частота акселерометров общего назначения находится в области 20 - 30 кГц.

**Определение места крепления и положения акселерометра.** Акселерометр следует закреплять так, чтобы его ось максимальной чувствительности совпадала с нужным при измерении направлением. Отметим, что акселерометры также чувствительны к колебаниям в поперечных направлениях. Однако этой поперечной чувствительностью можно в большинстве практических случаев пренебречь, так как она меньше 1 % максимальной чувствительности акселерометра. Цель измерения и анализа механических колебаний обычно диктует расположение мест крепления акселерометра на исследуемом объекте.

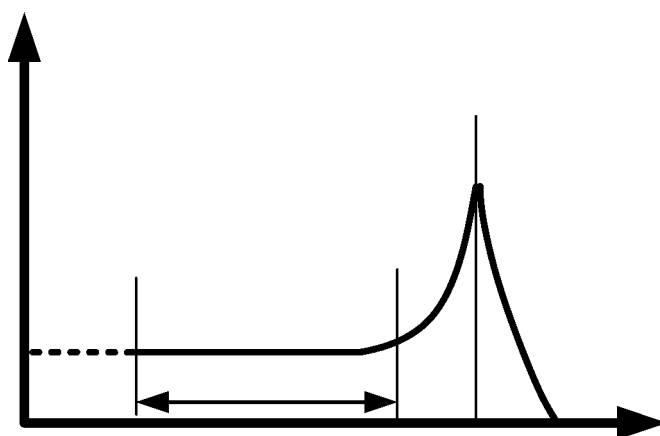


Рис.2.4. Частотный диапазон акселерометра

**Крепление акселерометров.** Крепление акселерометра на поверхности исследуемого объекта является одним из самых важных условий достижения точных и надежных результатов в виброизмерительной практике. ненадежное крепление акселерометра влечет за собой уменьшение его резонансной частоты после крепления и, следовательно, значительно уменьшает его рабочий частотный диапазон. Идеальным является крепление акселерометра на гладкой плоской поверхности прочной стальной резьбовой шпилькой. Тонкий слой консистентной смазки на поверхности в месте крепления обычно увеличивает общую жесткость механического соединения акселерометра и объекта. Глубина резьбового отверстия должна быть достаточной с тем, чтобы шпилька не упиралась до дна отверстия в основании акселерометра. Резонансная частота закрепленного акселерометра почти равна резонансной частоте при заводской калибровке (30 - 45 кГц), в ходе которой акселерометр закреплен на совершенно гладкой и плоской поверхности.

В тех случаях, когда нужно прочное крепление одного или нескольких акселерометров и нарушение поверхности объекта резьбовыми отверстиями невозможно или нежелательно, эффективными являются специальные шпильки, прикрепляемые к объекту твердым клеем или цементом. В качестве склеивающих материалов рекомендуются эпоксидные смолы и цианакриловые клеи. Применение мягких клеев может привести к значительному уменьшению рабочего частотного диапазона акселерометра. Изолированная шпилька и слюдяная шайба используются там, где нужна электрическая изоляция акселерометра относительно объекта. Отметим, что слюдяная шайба должна иметь малую толщину. Изолированная шпилька и слюдяная шайба обеспечивают надежное крепление акселерометра, уменьшающее резонансную частоту всего до 28 кГц.

Рабочий диапа

Простым методом крепления акселерометра на ровной поверхности объекта является применение постоянного магнита. Так как резонансная частота закрепленного на магните акселерометра значительно уменьшается (прибл. до 7 кГц), этим методом можно пользоваться только при измерении и анализе в области низких частот, т. е. до 2 кГц. Сила постоянного магнита обеспечивает надежную работу акселерометра при ускорениях до 1000—2000 м/с<sup>2</sup> (в зависимости от собственной массы акселерометра).

Поддерживаемый и перемещаемый рукой щуп, на верхнем конце которого закреплен акселерометр, удобно применять при быстром ориентировочном измерении и проверке механических колебаний. Однако, ввиду малой общей жесткости, получаемые при применении этого метода результаты, имеют большую погрешность.

<b>Способ крепления</b>	<b>Резонансная частота, кГц</b>
Клей, изолированная шпилька	28
Магнит	7
Ручной щуп	2

### 3. СНИЖЕНИЕ ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В АВИАЦИОННЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ И ТОПЛИВНЫХ СИСТЕМАХ

Основными источниками колебаний в гидравлических и топливных системах авиационной техники являются насосные агрегаты. Вопросы снижения виброакустической активности насосов тесно связаны с проблемой снижения их пульсационной производительности (рисунок 3.1).



Рисунок 3.1 - Снижение виброакустических нагрузок в авиационных гидравлических и топливных системах

Для успешного решения проблем, связанных со снижением динамических нагрузок и шума при работе насосов, необходимо тщательное исследование их динамических характеристик на основе моделей, учитывающих процессы виброакустического взаимодействия в гидромеханических элементах.

Рассмотрим систему насосной подачи жидкости, состоящую из шестеренного насоса, подсоединенной по входу и выходу гидравлической нагрузки. Гидравлическую нагрузку при этом можно представить в виде сочетания участков трубопровода, емкостных и дросселирующих элементов (рисунок 3.2) [8, 10,].

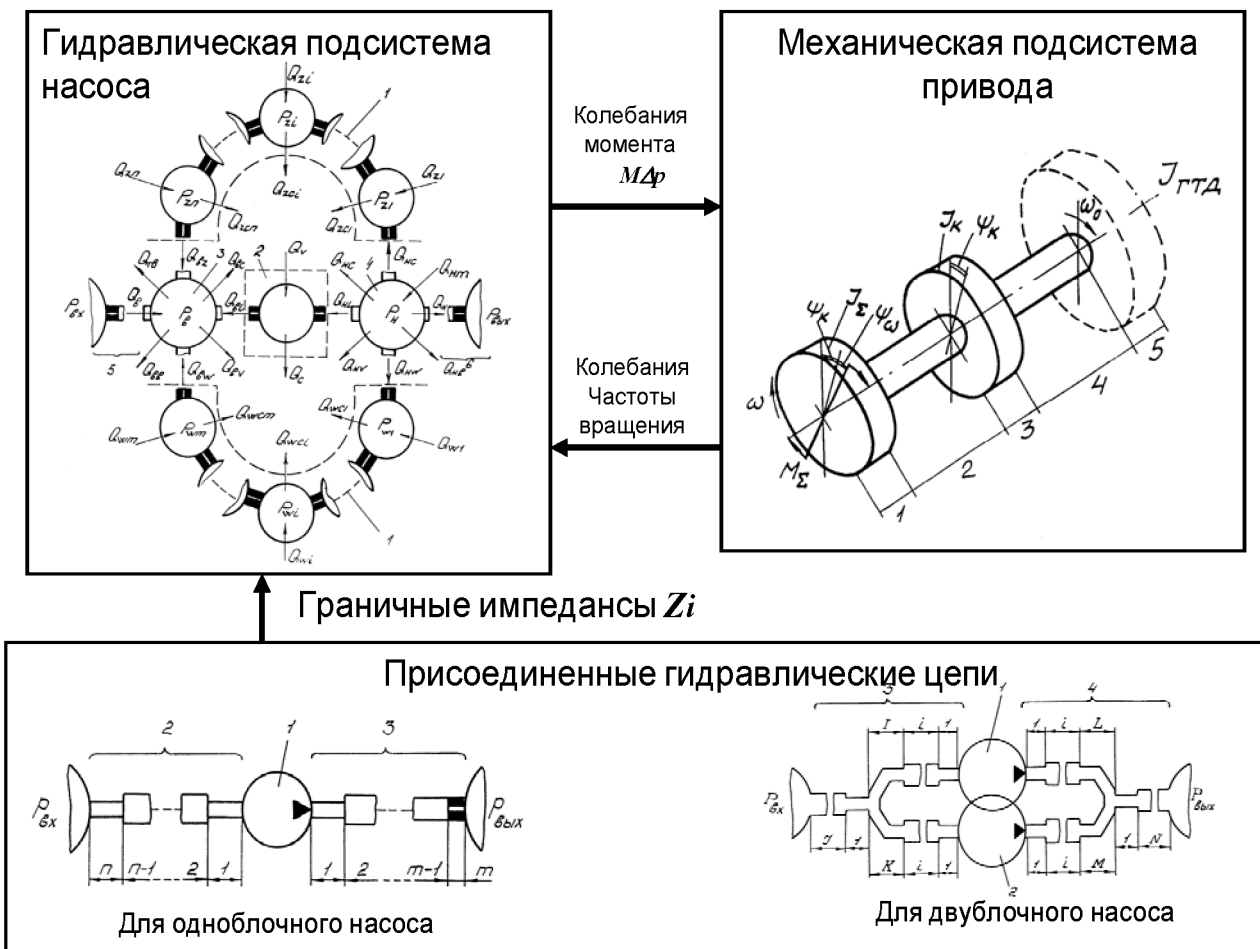


Рисунок 3.2 - Структура взаимодействия динамических подсистем шестеренного насосного агрегата

Разработанные модели насосного агрегата включают описание гидравлической и механической подсистем, динамически взаимодействующих как между собой, так и с присоединенными гидромеханическими цепями по нагнетанию, всасыванию и приводу. При таком подходе учитываются эффекты виброакустического взаимодействия как в элементах самого насоса, так и насоса с присоединенными динамическими системами.

Граничные условия математической модели насоса представляют собой уравнения, описывающие процессы в присоединенных к насосу гидравлических и механических подсистемах (рисунок 3.3) [8, 10].

Широкое применение в авиационных системах нашли комбинированные насосные агрегаты, содержащие подкачивающие шнекоцентробежные и основные шестеренные ступени. Такие агрегаты представляют собой сложную динамическую систему, в которой помимо эффектов усиления колебаний вследствие виброакустического взаимодействия ступеней, реализуются и гидродинамические эффекты, присущие лопастным гидромашинам.

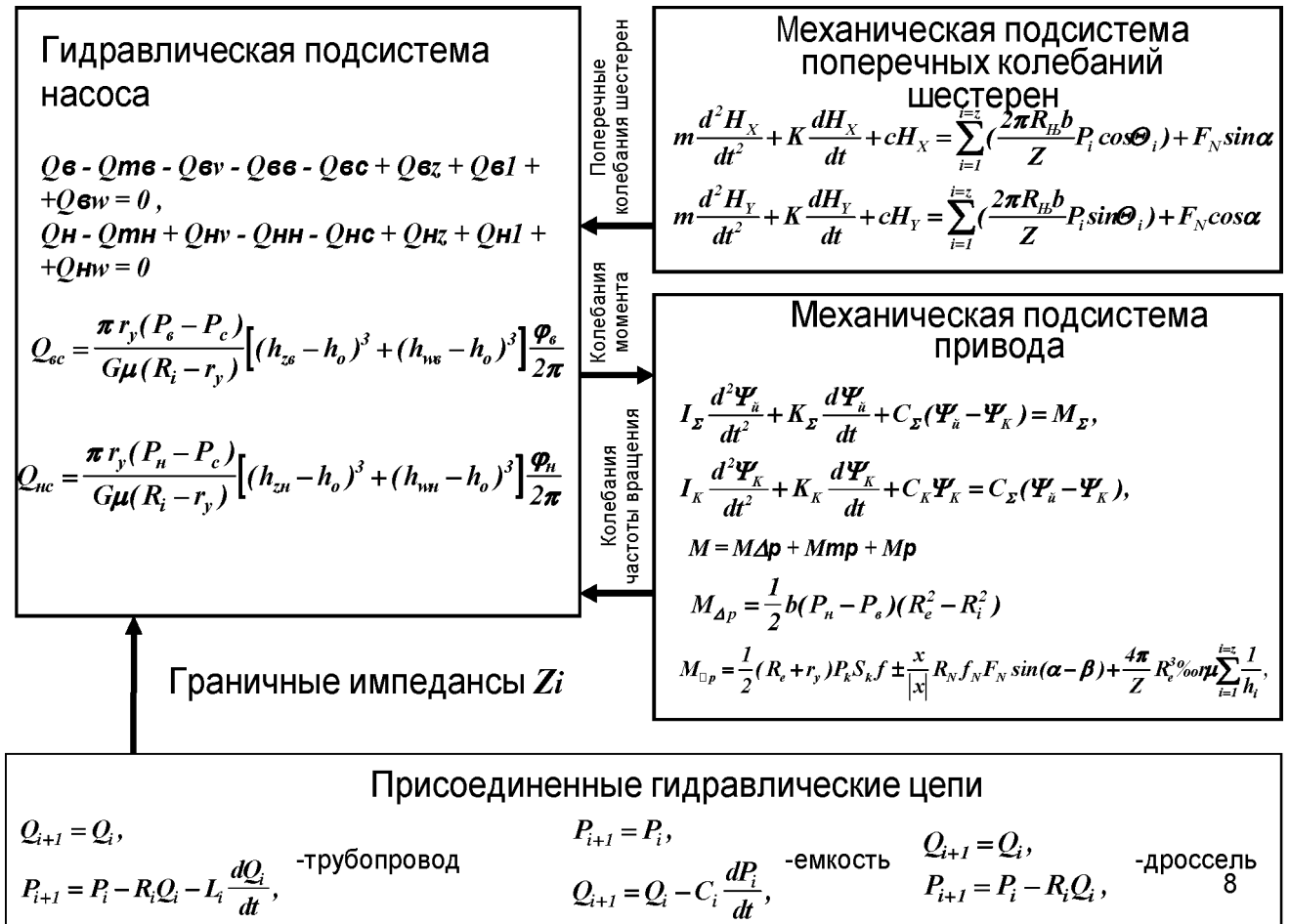


Рисунок 3.3 - Структура математического описания взаимодействия динамических подсистем шестеренного насосного агрегата

Установлено, например, что интенсивным источником возбуждения колебаний является концевой вихрь, периодически срывающийся с острых кромок лопастей шнека. Вихревые возмущения, взаимодействуя с пульсационными воздействиями от шестеренной ступени, вызывают колебания лопасти шнека, значительно увеличивающиеся на резонансах. Увеличение вибрации лопасти приводит к интенсификации пульсаций давления, вызванных вихревыми возмущениями. Таким образом, реализуется акустико-вихревой резонанс лопасти насоса, приводящий к значительной динамической нагруженности конструкции (рисунок 3.4). Данный пример иллюстрирует эффекты взаимодействия виброакустических и гидродинамических возмущений, имеющих различную физическую природу [8].

Адекватность модели взаимодействия вихревых возмущений в шнекоцентробежной ступени с колеблющимися лопастями шнека с учетом виброакустического влияния шестеренной ступени подтверждается сравнением спектров пульсаций давления на входе в насос, полученных экспериментально и в результате расчета [8, 17].

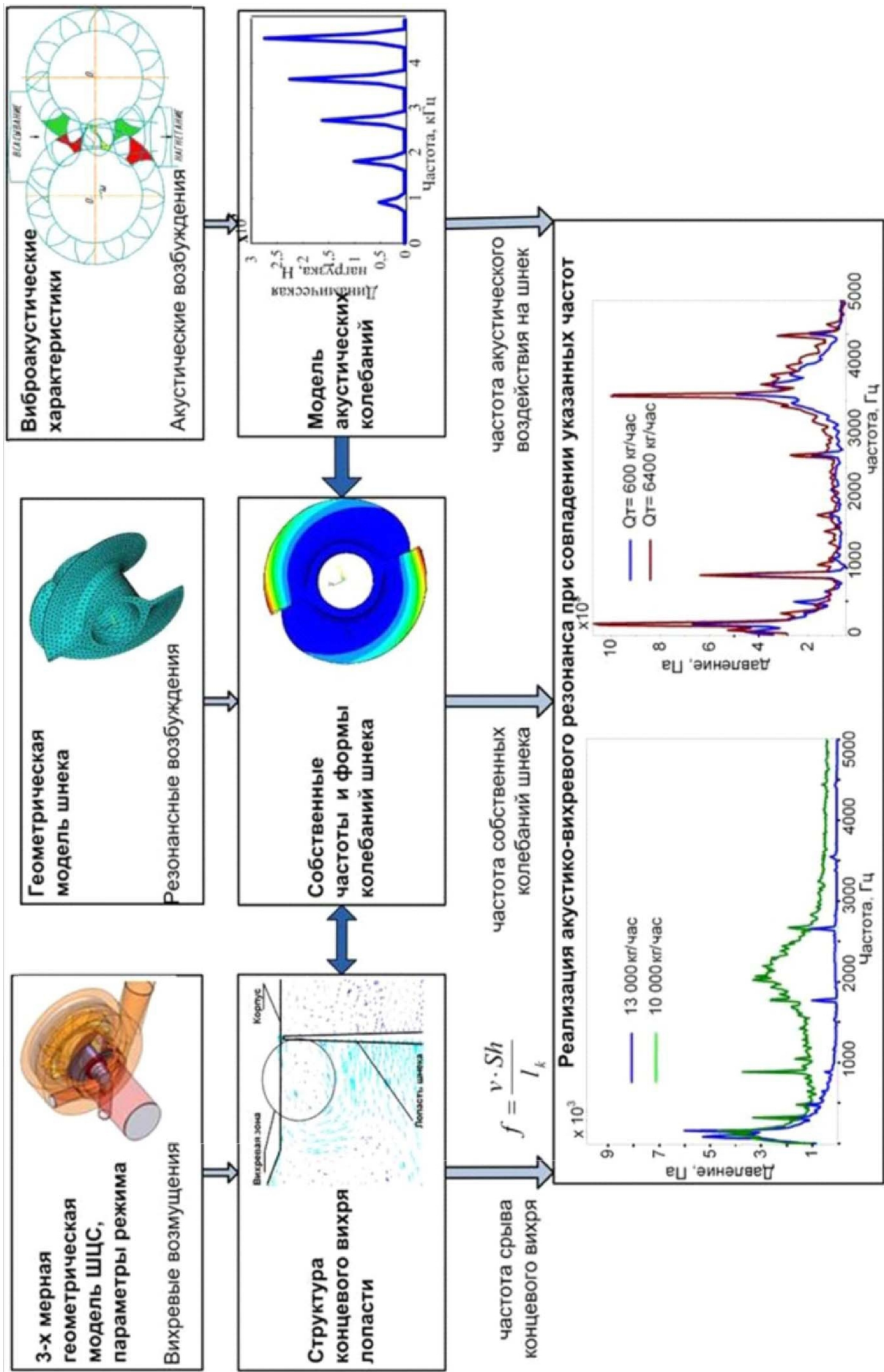


Рисунок 3.4 – Моделирование акустико-вихревого резонанса в шнековом преднасосе



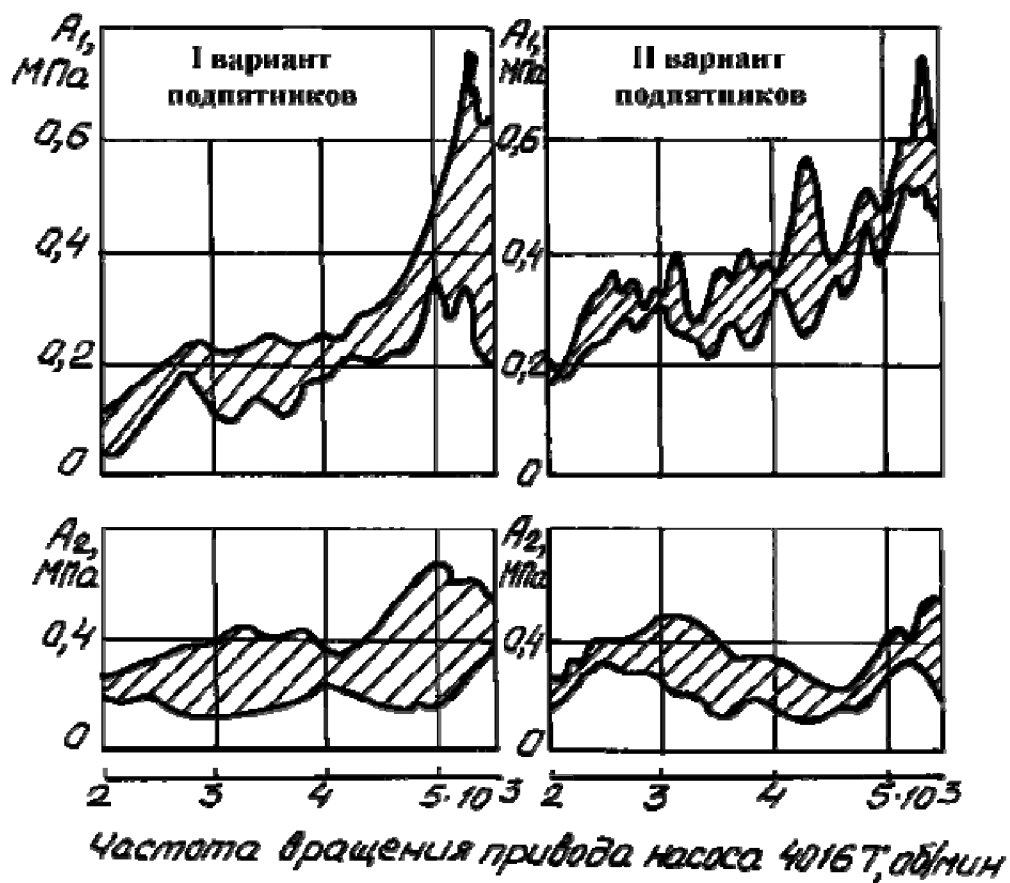


Рисунок 3.7 - Пульсации давления

Кроме того для снижения пульсационной производительности насоса разработана новая конструкция гидравлического фильтра с встроенным в него гасителем колебаний (рисунок 3.8, 3.9) [1, 43].

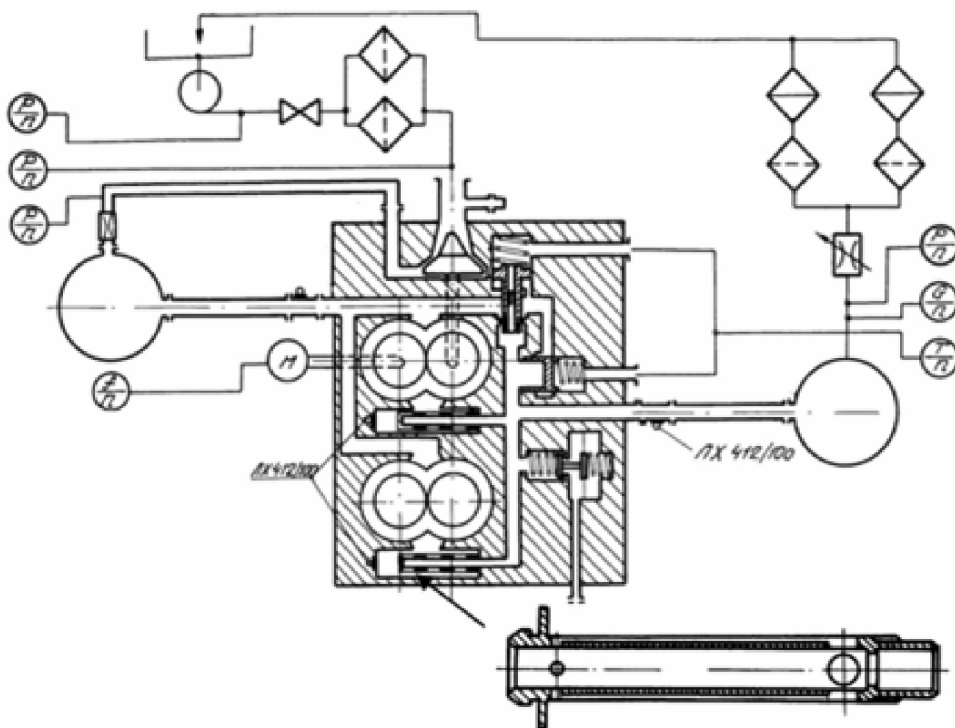


Рисунок 3.8 - Конструктивная схема встроенного в гидравлический фильтр гасителя

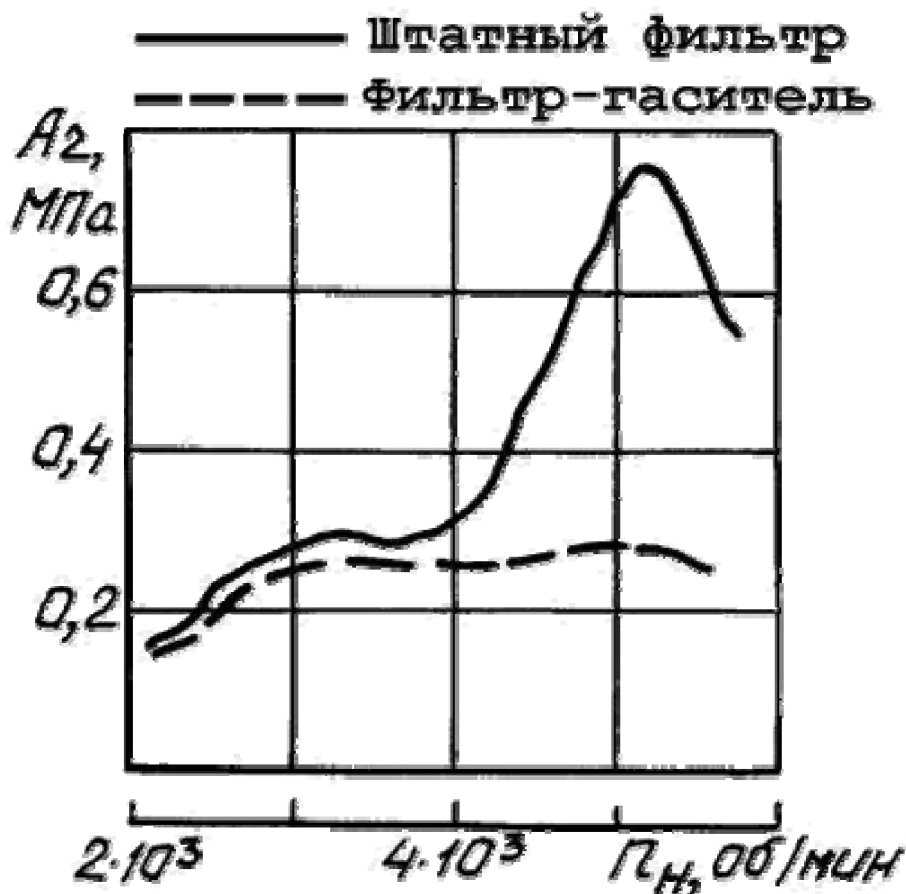


Рисунок 3.9 - Пульсации давления на выходе из насоса

Изменение жесткости приводной рессоры направлено на изменение резонансных свойств системы привода насоса с целью снижения уровня колебаний крутящего момента. Теоретические исследования показали, что уменьшение жесткости приводной рессоры с  $C_{np} = 7200$  Нм/рад в штатном варианте до  $C_{np} = 3600$  Нм/рад приводит к снижению резонансных частот системы привода насоса до величины  $\omega_1 = 1950$  рад/с и  $\omega_2 = 34$  рад/с. Указанное изменение резонансных свойств позволяет снизить пульсационную производительность насосного агрегата примерно на (20...40%) по линии нагнетания и не приводит к существенному изменению уровня пульсаций во всасывающей магистрали (см. рисунок 9).

Сдвиг резонансных частот системы привода насоса в область низких скоростей вращения позволяет в значительной степени сгладить резонансные пики в колебаниях крутящего момента. Обратная мера - повышение жесткости приводной рессоры до  $C_{np} = 13000$  Нм/рад - существенным образом увеличивает амплитуду колебаний крутящего момента. Это явление объясняется тем, что рессора с меньшей жесткостью позволяет демпфировать резкие изменения крутящего момента, действующего на шестерни вследствие, например, заклинивания жидкости, в то время как жесткая рессора не позволяет защитить систему привода от подобных импульсных воздействий.

Таким образом, снижение виброакустических нагрузок в двублочном насосном агрегате может быть достигнуто в результате комплекса мероприятий:

- изменение конструкции подпятников;
- установка гасителя колебаний;
- изменение жесткости приводной рессоры.

#### 4. ГАСИТЕЛИ КОЛЕБАНИЙ ЖИДКОСТИ

Эффективным средством снижения пульсаций давления, генерируемых насосными агрегатами и другими источниками виброакустической нагруженности пневмогидромеханических систем, является применение специальных устройств – гасителей колебаний жидкости (рисунок 4.1) [9, 13].

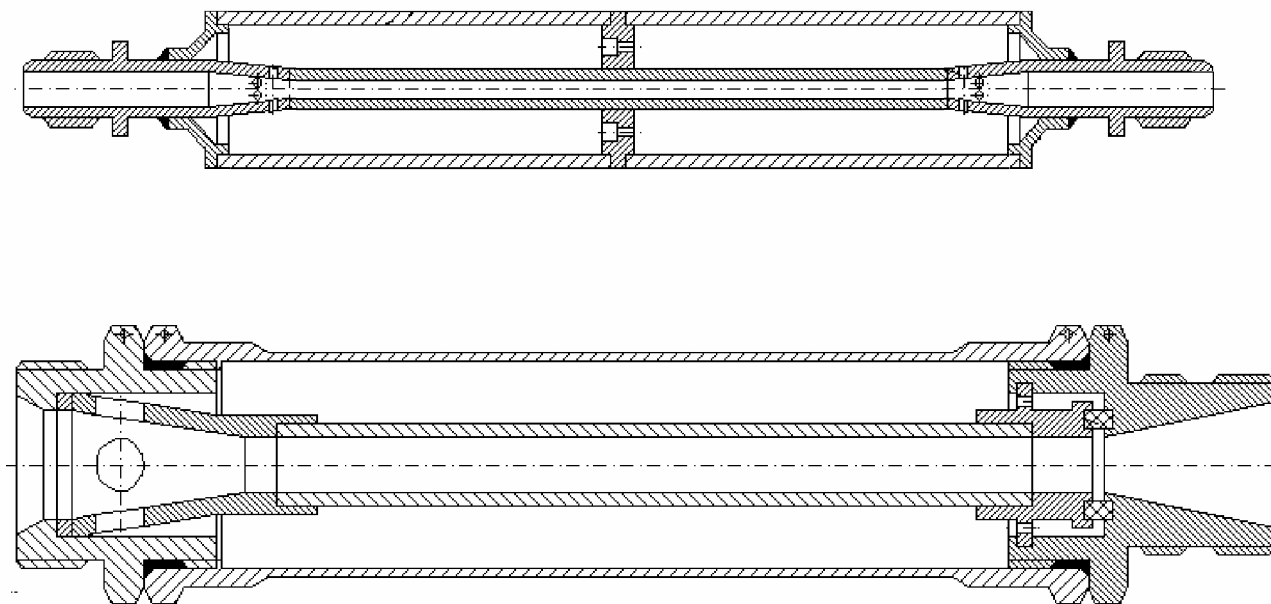


Рисунок 4.1 – Конструктивные схемы гасителей колебаний

Положительное влияние гасителей не ограничивается только эффектами снижения колебаний рабочей жидкости, но и приводит к снижению уровня вибрации, шума, излучаемого гидромеханическими системами, повышению усталостной прочности, уменьшению переменных напряжений в трубопроводных системах, вызываемых пульсирующим потоком рабочей среды.

Коллектив научной школы, созданной В.П. Шориным, занимается разработкой конструктивных схем, расчетом, проектированием и внедрением гасителей колебаний более 40 лет. За это время гасители были внедрены в гидравлические системы самолетов ЯК-40, АН-22, ТУ-154, ИЛ-76, АН-124, АН-225. Установка гасителей позволила стабилизировать работу систем топливопитания двигателей Д18Т, НК-22, НК-25, НК-32. Помимо авиационных систем, гасители применяются в изделиях ракетно-космической техники, гидролиниях станков, испытательных стендов, сельскохозяйственных машинах и других объектах, для которых характерны пульсационные процессы в жидкости. Разработана система критериев оценки эффективности действия гасителей [48]:

- критерии, оценивающие эффективность снижения пульсационных процессов - коэффициент вносимого затухания ( $K_{вн}$ ), коэффициент бегущей волны ( $K_B$ ) (предложены В.П. Шориным);
- критерий, оценивающий изменение быстродействия системы после введения в нее гасителя колебаний -  $K_T$  (предложен Е.В. Шахматовым);
- критерий, оценивающий эффективность снижения вибрационных нагрузок – коэффициент изменения вибрации ( $K_{ив}$ ) (предложен А.Б. Прокофьевым).

На базе анализа и обобщения внедренных в промышленность гасителей колебаний разработаны обобщенная расчетная модель и классификация гасителей (рисунок 4.2), включающая схемы, начиная от простейших гасителей (блок А) и заканчивая многоконтурными гасителями (блок Д) [10].

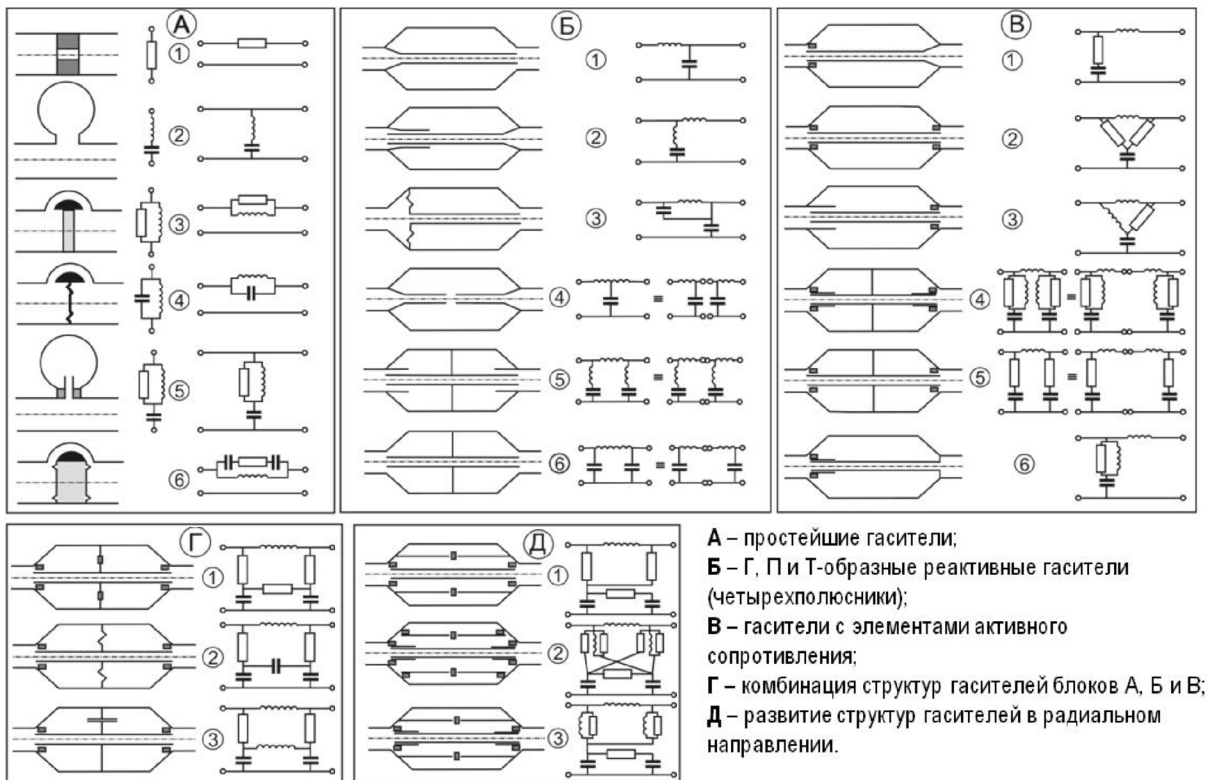


Рисунок 4.2 - Классификация гасителей колебаний жидкости

Рассмотренные в предыдущих разделах корректирующие устройства (гасители колебаний) могут быть выполнены не только в виде отдельных конструкций, устанавливаемых вместо отрезка трубопровода, но и в виде специальных переходников, встроенных непосредственно в корпуса гидромеханических агрегатов (рисунок 4.3).

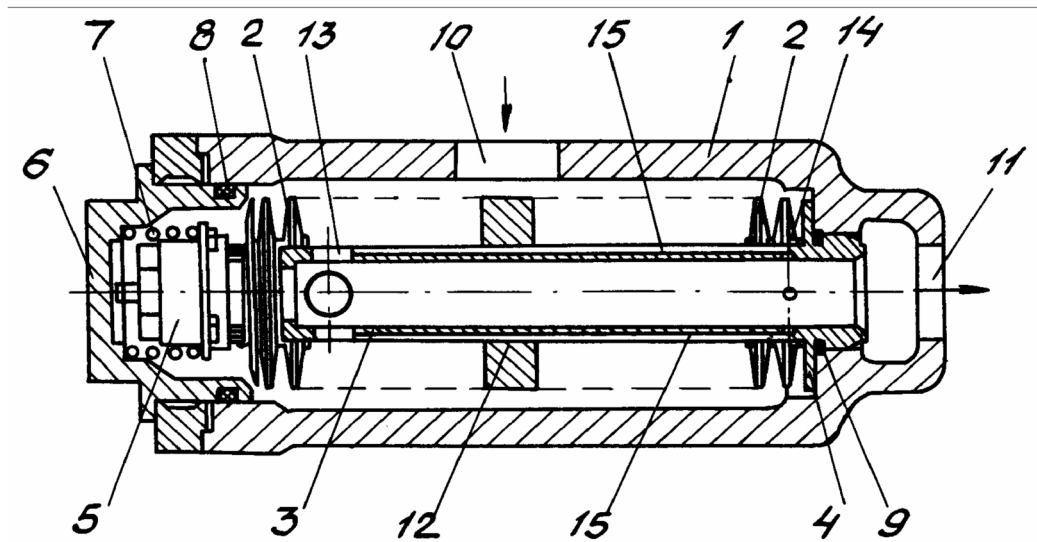


Рисунок 4.3 - Конструктивная схема фильтра-гасителя:

1 - корпус, 2 - пакет фильтрующих дисков; 3 - каркас; 4 - упорный бурт каркаса; 5 - корпус перепускного клапана; 6 - крышка; 7 - пружина; 8, 9 - резиновые кольца; 10, 11 - входное и выходное отверстия корпуса; 12 - магнитное кольцо; 13 - входное отверстие в каркасе; 14 - дросселирующие отверстия; 15 - продольные пазы

В связи с этим целесообразно использовать для установки корректирующих устройств типовые агрегаты и элементы ПГС. К таким элементам в первую очередь относятся гидравлические фильтры для очистки рабочей жидкости, которые применяются практически во всех гидравлических и газовых системах не только двигателей и ЛА, но и в станках, машинах и других промышленных установках. Если доработать конструкции гидравлических фильтров с целью получения заданных динамических свойств, то, кроме очистки жидкости, фильтры могут выполнять функции подавления колебаний и акустической развязки систем в случае резонансных явлений или неустойчивой работы.

Принимая в качестве метода расчета и исследования многополюсниковых структур традиционный матричный метод, для обобщенной структуры (рисунок 4.4) получим расчетную модель, приведенную на рисунке 4.5. Модель составлена из цепочных матриц простейших четырехполюсников, каскадно и параллельно соединенных между собой.  $A(\omega)$ ,  $B(\omega)$ ,  $C(\omega)$ ,  $D(\omega)$  на рисунке 4.5 - частотнозависимые коэффициенты матрицы передачи [6, 9].

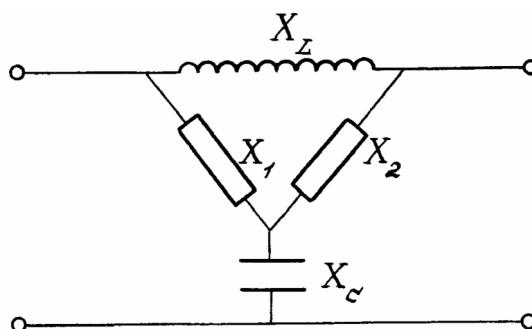


Рисунок 4.4 - Обобщенная структура гасителей блоков А, Б, В

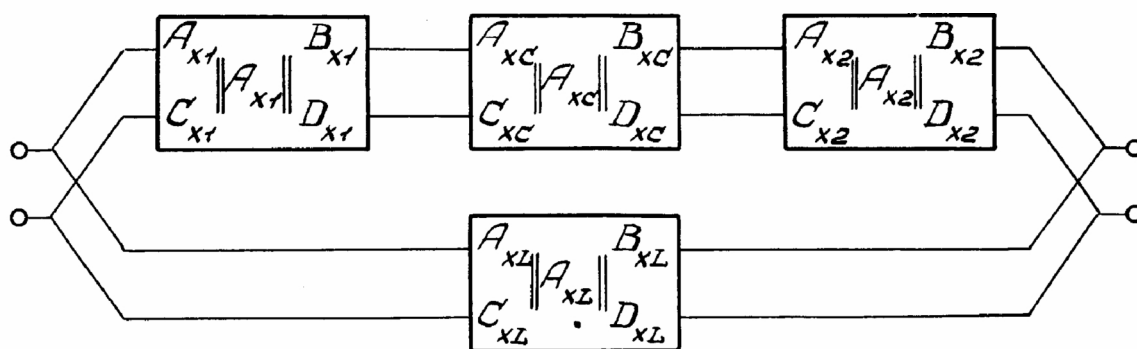


Рисунок 4.5 - Универсальная расчетная модель гасителей колебаний

Задача установки в пневмогидромеханическую систему гасителя колебаний, обеспечивающего заданный уровень снижения виброакустической нагруженности, имеет многовариантные решения с большим количеством варьируемых параметров. Алгоритм проектирования гасителя колебаний на заданную эффективность снижения виброакустической нагруженности при соблюдении ограничений по габаритам, массе, гидравлическим сопротивлениям и т.д. представлен на рисунке 4.6 [14].

Он состоит из трех основных блоков: блока предварительного расчета виброакустических характеристик системы, в результате работы которого определяются потребные уровни снижения виброакустической нагруженности; блока выбора места установки, схемы, расчета оптимального соотношения акустических характеристик, конструктивных параметров гасителя; блока проверочных расчетов виброакустических и прочностных характеристик. Конечным этапом алгоритма является подготовка технической документации на гаситель.

Разработанные с помощью данного алгоритма гасители позволили снизить на 40% ÷ 60% пульсации давления в агрегатах систем топливопитания ГТД и стендовых систем.

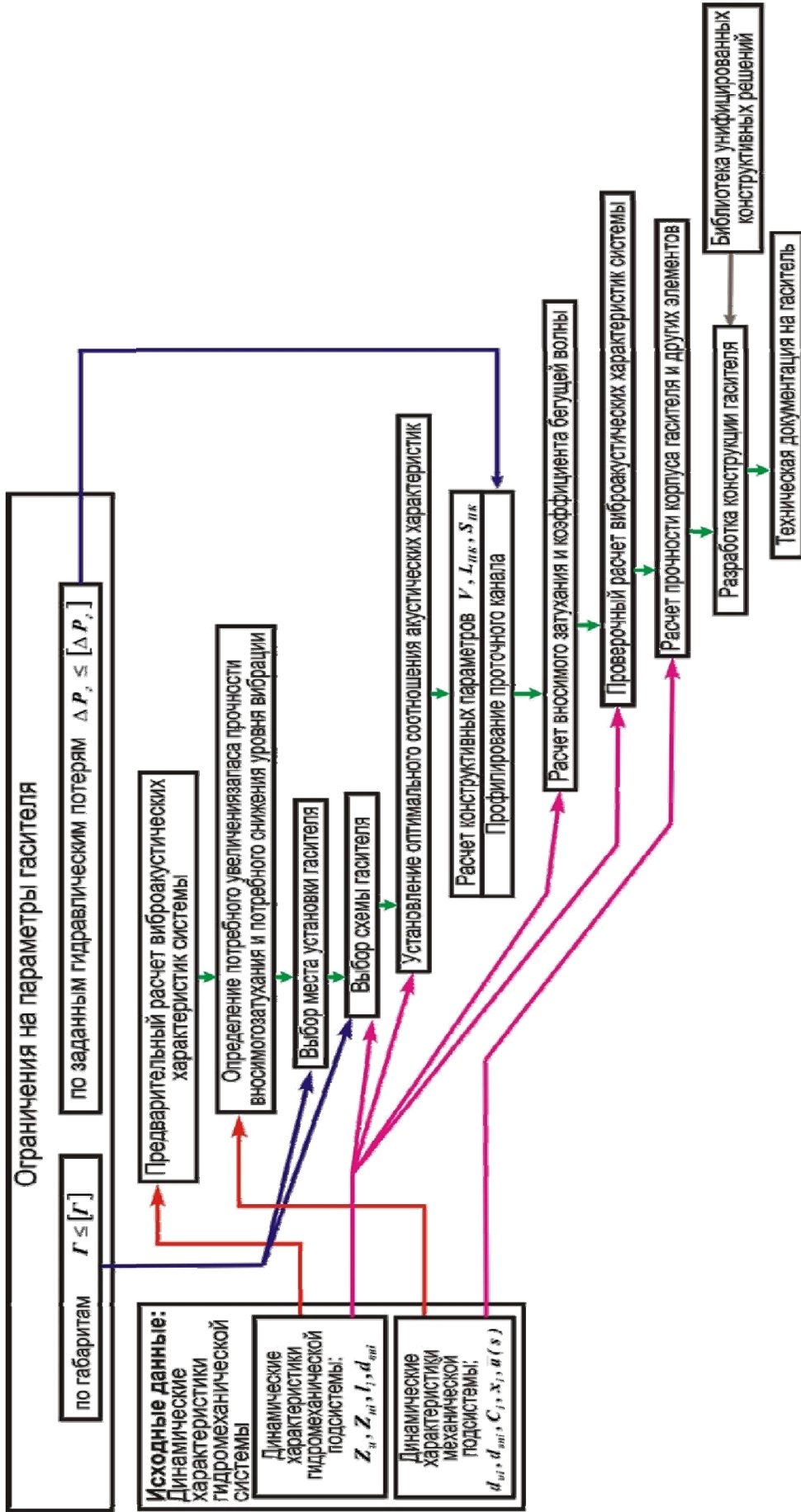


Рисунок 4.6 – Алгоритм проектирования гасителя колебаний

## 5 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК НАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ

Материалы предыдущих разделов дают представление о проблемах виброакустики машин и раскрывают механизмы генерации пульсаций рабочей среды, вибрации механических элементов и как следствие - возникновение шума. Подробное изложение отдельных направлений исследования можно найти в литературных источниках, на которые даны ссылки. Здесь следует отметить, что, как правило, изучается какая-либо одна из составляющих (либо пульсации, либо вибрации, либо шум), хотя при эксплуатации сложных технических систем эти процессы неразрывно связаны. Поэтому комплексный подход к исследованию виброакустических процессов позволяет установить взаимосвязь пульсаций, вибраций и шума, а, следовательно, разработать наиболее эффективные методы их снижения. Это может быть как одновременное воздействие на все составляющие виброакустических процессов, так и воздействие на одну из таких составляющих. Решение о конструктивных изменениях в источнике колебаний, применение гасителя пульсаций, виброизолятора или глушителя шума может быть принято в результате моделирования системы или ее экспериментального исследования. Экспериментальные методы виброакустики машин представляют большой интерес для широкого круга специалистов, поэтому далее приводятся краткие сведения об этих методах.

Создана экспериментальная установка (стенд) для исследования динамических процессов насосных агрегатов, позволяющая определять их виброакустические характеристики (рисунок 5.1).

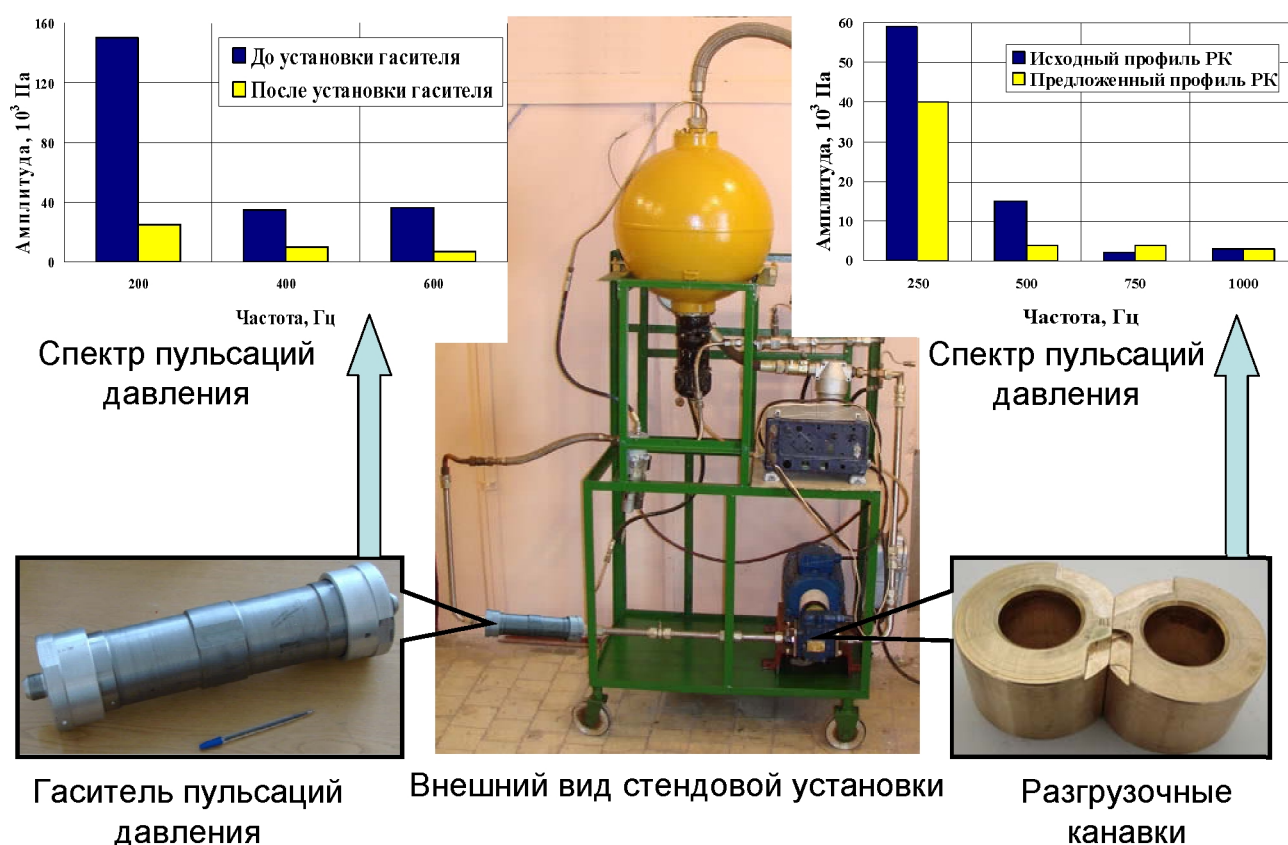


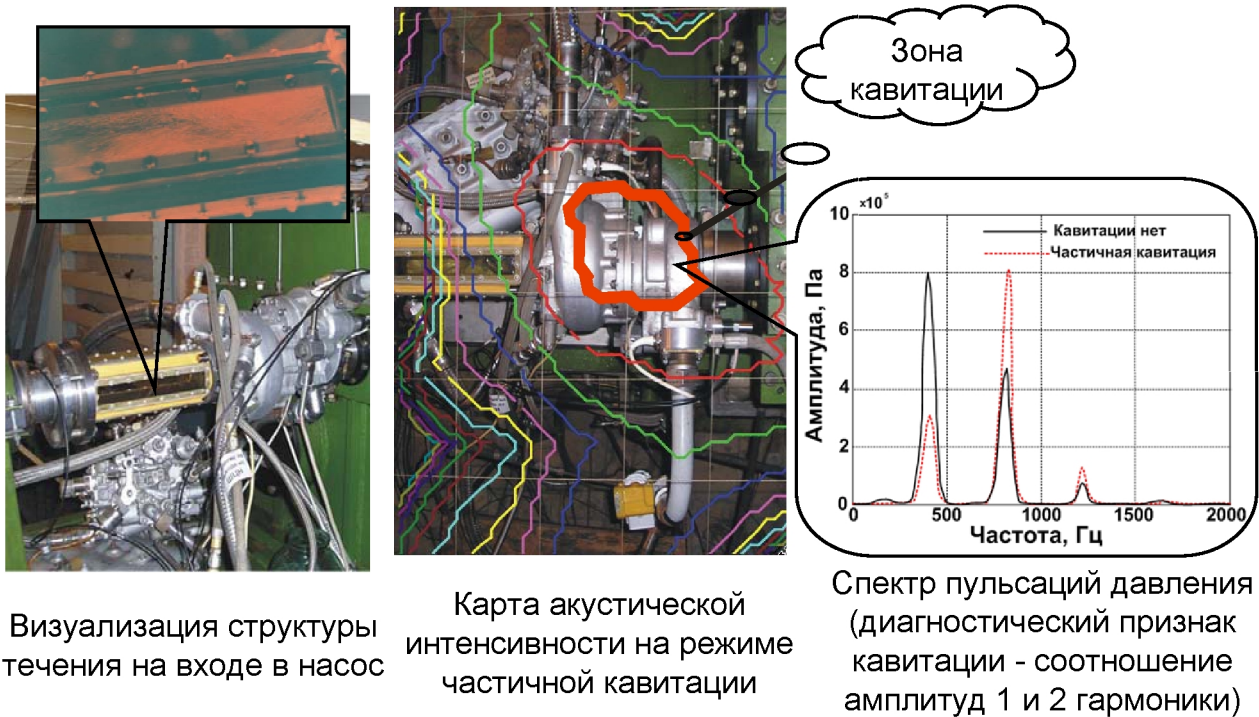
Рисунок 5.1 - Стенд для исследования виброакустических процессов в шестеренных насосах

На стенде проверена эффективность мероприятий по снижению пульсационной нагрузки гидравлической системы с шестеренным насосным агрегатом [9, 22, 45].

Таковыми мероприятиями являются:

- установка гасителя пульсаций давления в трубопроводе на выходе из насоса;
- изменение профиля разгрузочных канавок в подпятниках насосного агрегата.

Разработан комплексный метод исследования динамических процессов авиационных топливных насосов. Метод позволяет диагностировать наличие кавитаций в насосном агрегате, на основе совокупного анализа пульсаций рабочей среды и излучаемого шума (рисунок 5.2) [2, 3, 7].



Визуализация структуры течения на входе в насос

Карта акустической интенсивности на режиме частичной кавитации

Спектр пульсаций давления (диагностический признак кавитации - соотношение амплитуд 1 и 2 гармоники)

Рисунок 5.2 - Разработка комплексного метода исследования динамических процессов авиационных топливных насосов

## 6 ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ ПОЛЕЙ ЭЛЕМЕНТОВ АВТОМОБИЛЬНЫХ ВЫХЛОПНЫХ СИСТЕМ

Серьезной проблемой автомобилестроения является омологация легковых автомобилей по внешнему и внутреннему шуму в соответствии с ГОСТ Р 41.51, ГОСТ Р 51616 и правилами R 51-02 УЭКООН. Одна из причин повышенного шума автомобиля при работающем двигателе - высокая акустическая активность системы выхлопа отработавших газов.

На автомобилях ВАЗ в ряде случаев источником шума является каталитический коллектор.

В ходе модальных испытаний и исследований на стендовой установке с работающим двигателем сканировалось ближнее акустическое поле за счет измерения интенсивности звука и вибрация поверхности корпуса каталитического коллектора. Для этого использовался трехкомпонентный лазерный виброметр (рисунок 6.1).

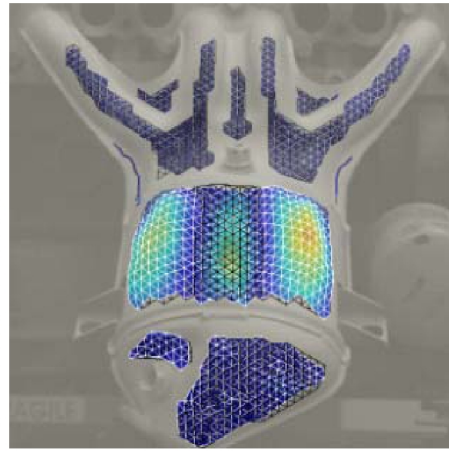


Рисунок 6.1 - Комплекс дистанционного 3-D виброметрирования

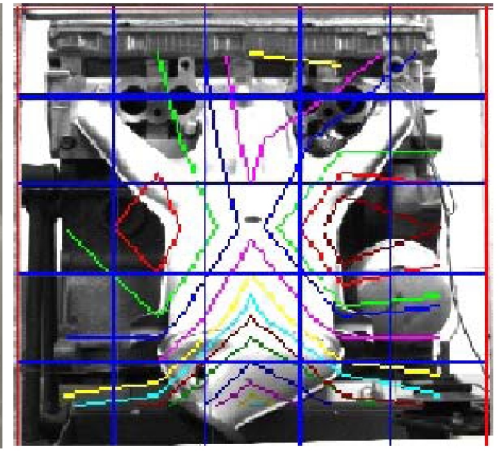
Показано, что повышенное акустическое излучение каталитического коллектора связано с высокой акустической проводимостью тонкого штампованного корпуса газоприёмника и термоэкрана в диапазоне частот от 2,5 до 4,0 кГц (рисунки 6.2, 6.3). Это позволило разработать мероприятия по снижению шума и вибрации в двигателе.



Катколлектор двигателя VAZ-21124



Сканированное поле вибрации



Сканированное поле интенсивности звука

Рисунок 6.2 – Формы колебаний металлического коллектора

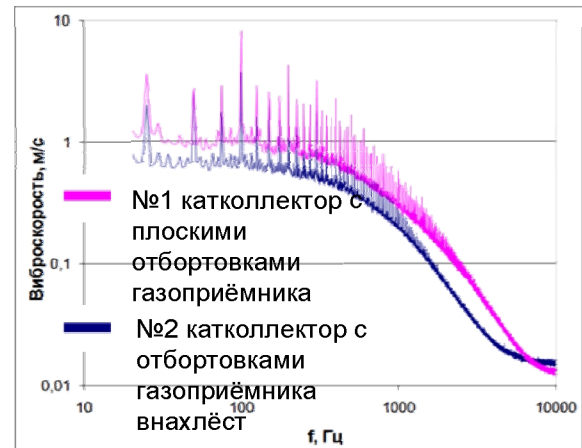


Рисунок 6.3 - Корреляция параметров вибрации каталитического коллектора и излучаемого им шума

В результате проведенных исследований были получены спектры виброскорости, виброускорения и формы колебаний катколлекторов, в том числе и собственные формы, соответствующие резонансным частотам. На рисунке 6.3 представлены спектрограммы усредненной по поверхности катколлектора виброскорости.

## 7 УЛУЧШЕНИЕ ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ И ИНСТРУМЕНТА

Работа пневматического производственного оборудования и инструмента сопровождается шумом, генерируемым выхлопом сжатого воздуха. Реализацию мероприятий по снижению шума зачастую начинают с установки глушителей, которые снижают мощность системы, в ряде случаев нарушают ее нормальное функционирование. Необходим рациональный подбор параметров глушителей таким образом, чтобы не снизить работоспособность систем [15].

С использованием разработанных математических моделей и методов экспериментального исследования динамических и акустических процессов в пневматическом производственном оборудовании спроектированы изготовлены и внедрены пневматические глушители ИАМ (рисунки 7.1, 7.2).



Рисунок 7.1 - Снижение шума технологического оборудования

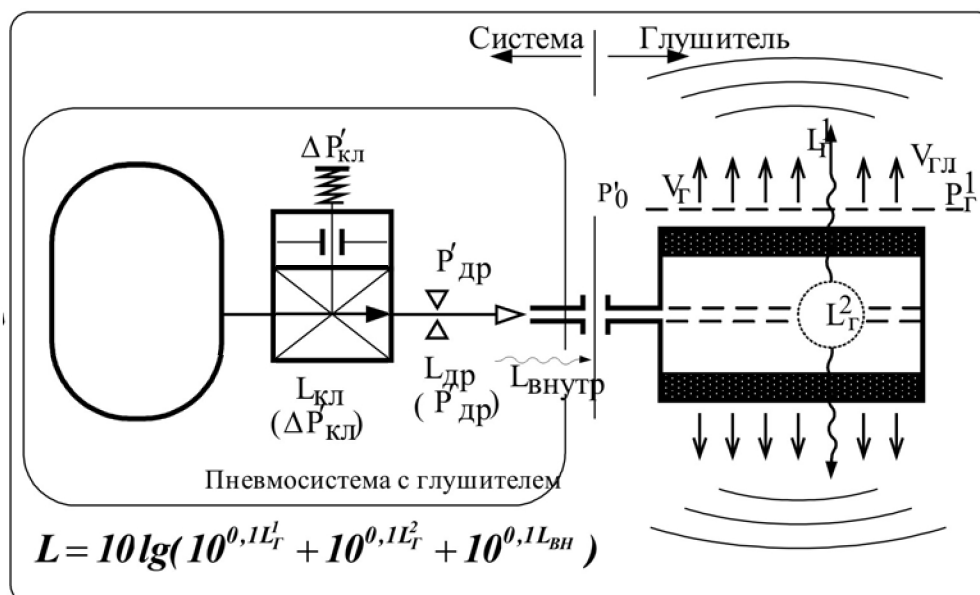


Рисунок 7.2 - Схема действия пневмоглушителя

В результате проведения сравнительных испытаний пневмоглушителей различного производства установлено, что лучшими акустическими характеристиками обладают Herion и разработанные глушители ИАМ при соизмеримом гидравлическом сопротивлении. Однако глушители ИАМ обладают значительно большим доремонтным ресурсом и тем самым

улучшают эксплуатационные характеристики производственного оборудования (рисунок 7.3).

Для обеспечения работоспособности ручного механизированного инструмента (РМИ) как вращательного, так и возвратно-поступательного действия разработаны мероприятия по снижению шума и его виброактивности.

В частности, созданы эффективные средства пассивной виброизоляции пневмошлифовальных машин типа В5351-5008У, ИП2009, ПШТ-2, а также клепальных пневмомолотков КМП-23, эксплуатирующихся на многих предприятиях, в частности, ОАО «Кузнецов», ФГУП ГНП РКЦ «ЦСКБ-Прогресс», ОАО «АвтоВАЗ». Разработаны теоретические основы, математические модели и программы расчёта динамических и акустических характеристик пневматического привода инструмента (рисунки 7.4, 7.5) [15].

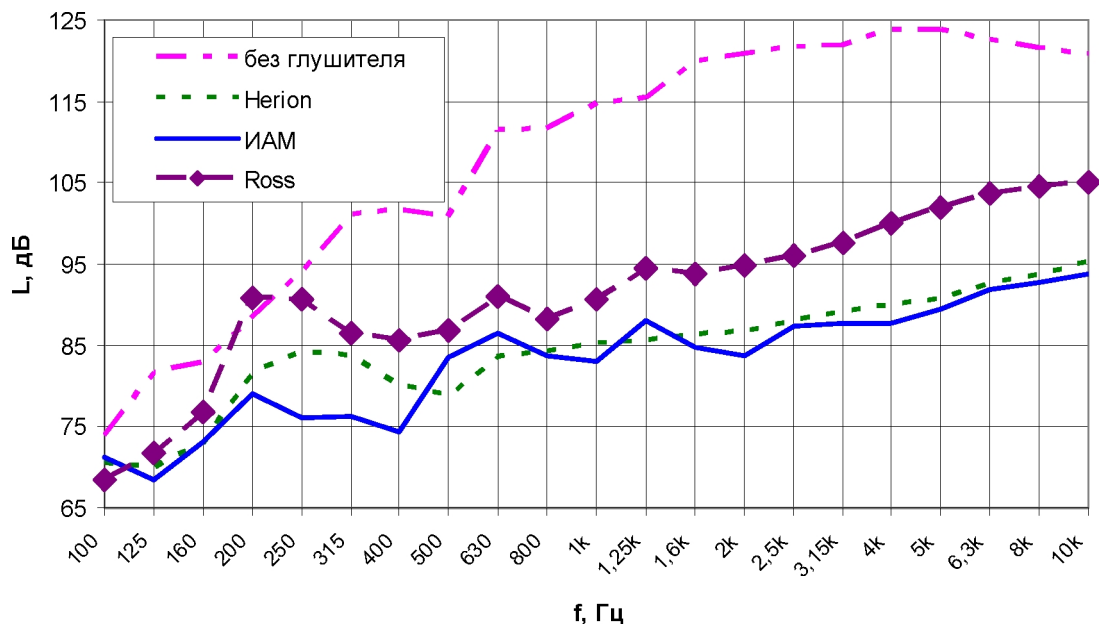


Рисунок 7.3 - Акустическая эффективность пневмоглушителя IAM

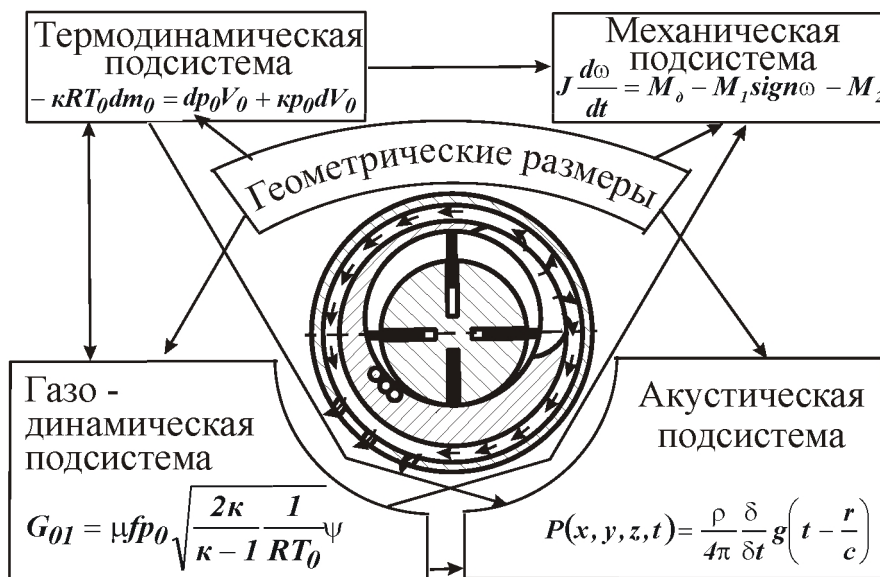


Рисунок 7.4 - Снижение пульсаций давления, вибрации и шума ручного механизированного инструмента



### Мероприятия:

- 1) Разработка новой конструкции статора;
- 2) Установка глушителя шума выхлопа из МР;
- 3) Облицовка корпусной детали вокруг статора материалов МР.

### Мероприятия:

- 1) Установка тросового демпфера между подшипником и корпусом электрогайковерта;
- 2) Разработка конструкций виброгасящей рукоятки с применением сетчатого демпфера

Рисунок 7.5 - Снижение пульсаций давления, вибрации и шума ручного механизированного инструмента

Созданы методы и стенды для экспериментального исследования эффективности разработанных мероприятий по улучшению виброакустических характеристик РМИ.

Мероприятия по снижению виброакустической нагруженности пневмогайковерта позволили снизить уровень шума, излучаемого работающим инструментом с 90 дБА до 75 дБА (рисунок 7.6). Разработанные вибродемпферы позволили снизить уровень виброскорости до 20 дБ (рисунок 7.7).

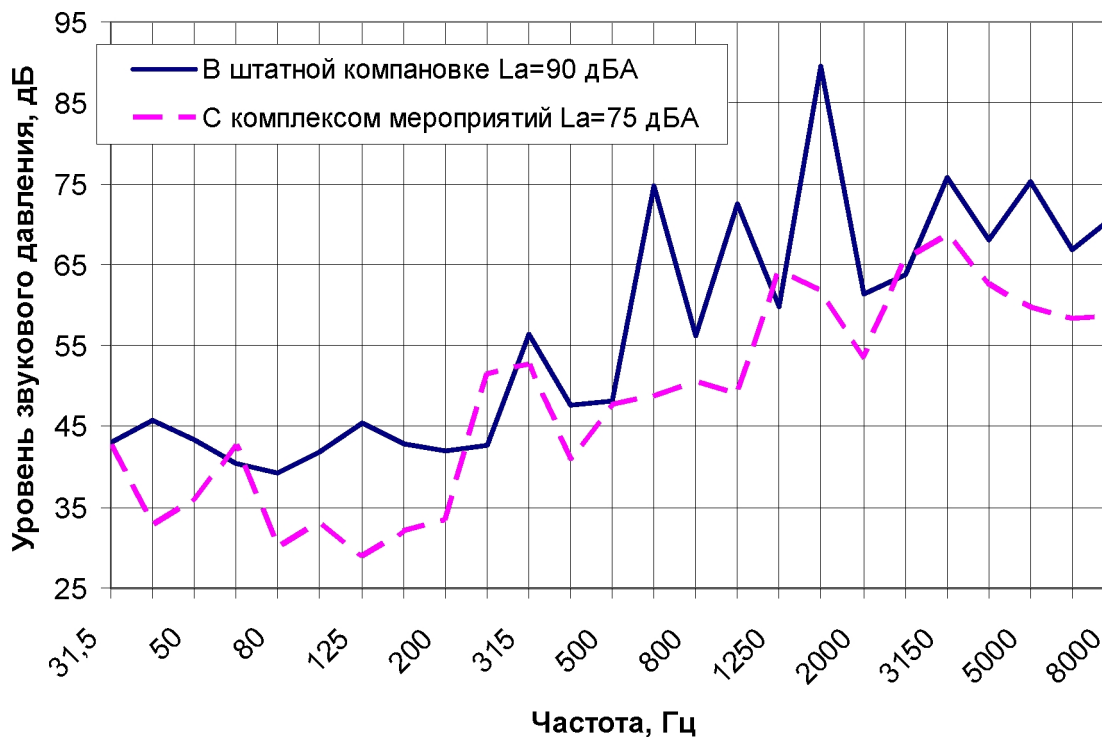


Рисунок 7.6 - Третьооктавные спектры шума, излучаемые работающим пневмогайковертом

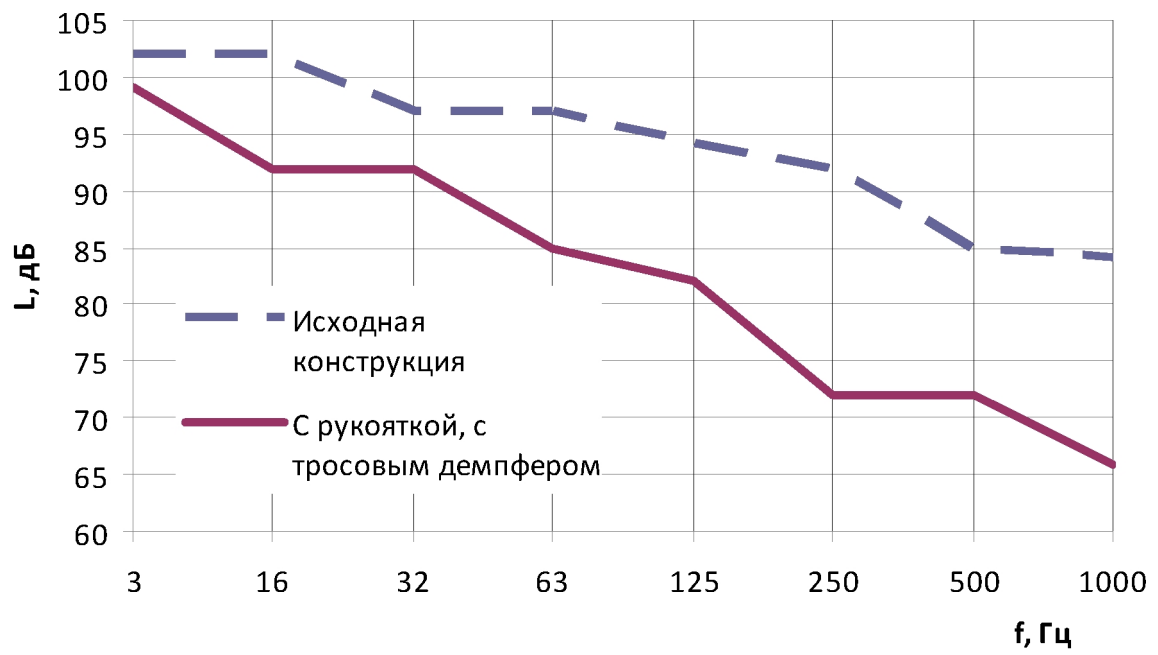


Рисунок 7.7 - Уровень виброскорости на рукоятке пневмошлифовальной машины ПШТ-2

## 8 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ АКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК АГРЕГАТОВ ПНЕВМОСИСТЕМ

Для измерения и анализа, акустических полей, создаваемых различными агрегатами и механизмами создана малая заглушенная камера (рисунок 8.1) [15, 32].



Рисунок 8.1 - Внешний вид заглушенной камеры

В состав установки входят проточная акустическая малогабаритная заглушенная камера, пульсатор расхода воздушной струи с регулируемой частотой, автономная воздушная система, измерительно-вычислительный комплекс с микрофонами, расходомер. Разработанное программное обеспечение позволяет выполнять синхронную многоканальную запись сигналов, цифровую обработку и анализ результатов эксперимента.

Установка позволила провести доводку гасителя для магистралей газораспределительных станций (рисунок 8.2), применение которого снижает шум с 110,5 до 95,7 дБА (рисунок 8.3, 8.4).

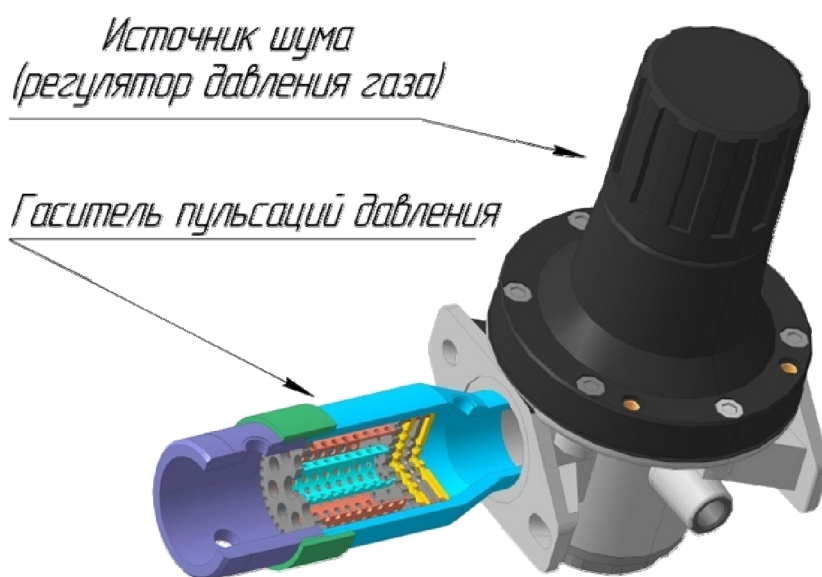


Рисунок 8.2 - Воздушный редуктор с гасителем пульсаций давления (ГПД)

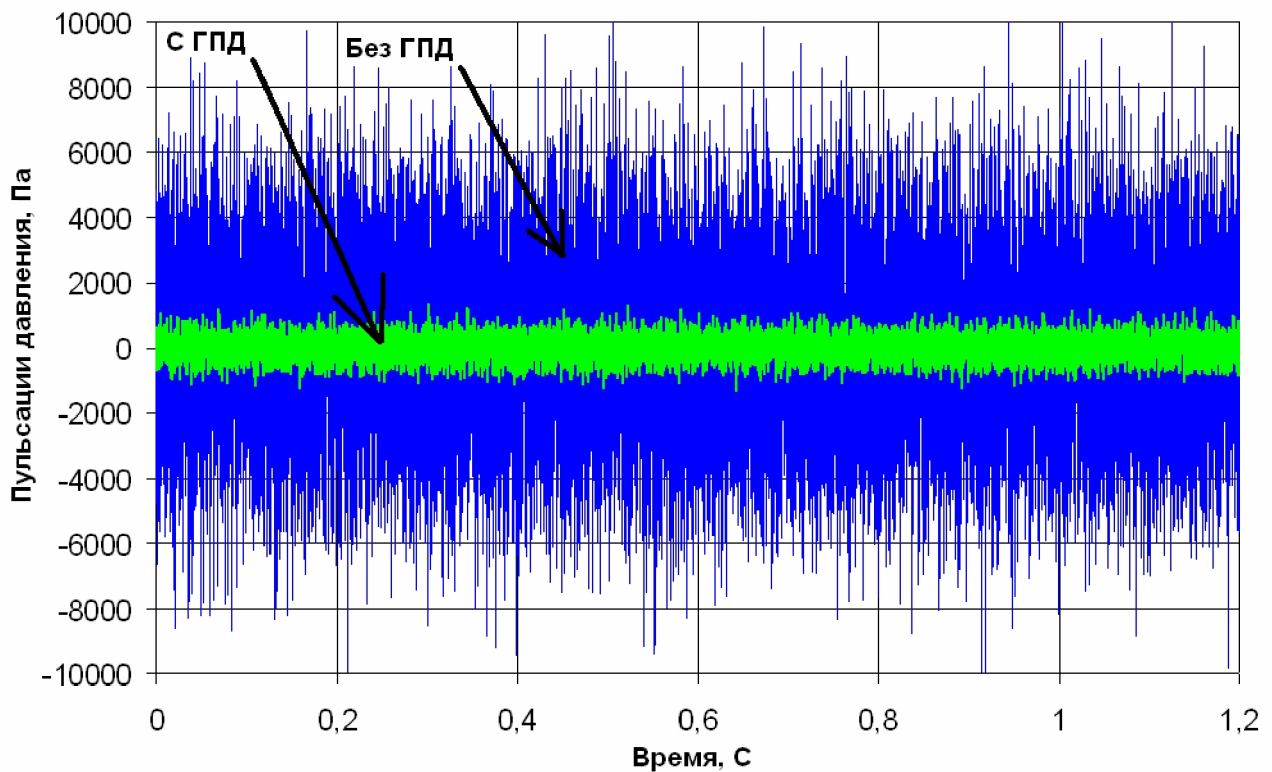


Рисунок 8.3- Пульсации давления в пневматической системе за регулятором давления

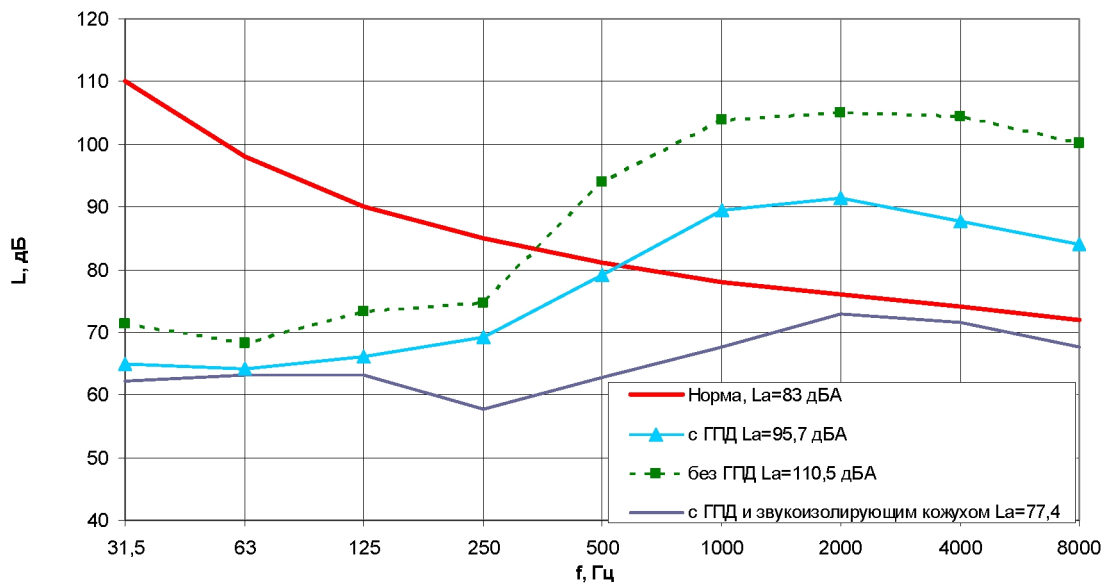


Рисунок 8.4– Акустическая эффективность мероприятий по снижению шума

Преимущество установки по сравнению с существующими аналогами – возможность комплексного исследования шума вызываемого агрегатами пневматических систем, турбулентностью, нестационарным расходом, ударными волнами малой интенсивности. Установка по сравнению с аналогами имеет относительно небольшие стоимость и затраты на эксплуатацию.

Установлено, что изменение площадей проходного сечения ГПД, расстояние между дроссельными шайбами, их количество влияет как на акустические характеристики, так и на пропускную способность.

После проведения доводочных испытаний была выбрана оптимальная конструкция ГПД с точки зрения пропускной способности и акустической эффективности. Конструкция ГПД внедрена в опытную эксплуатацию на реальном объекте.

Дополнительно разработан звукоизолирующий кожух, с использованием складчатого заполнителя Z-гофр (рисунок 8.5). Для обслуживания узла редуцирования выполнены технологические лючки. Вентиляционные отверстия выполнены в виде щелевого глушителя. Применение звукоизолирующего кожуха позволило снизить уровень шума ниже санитарных норм (77,4 дБА) [16].

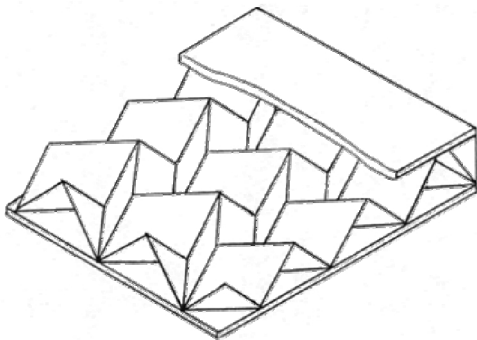


Рисунок 8.5 - Звукоизолирующая конструкция со складчатым заполнителем Z-гофр

Таким образом, разработан гаситель пульсаций давления. В результате проведенной работы и доводочных испытаний, эффективность снижения шума на реальном объекте составила 12-14 дБА. При комплексном решении задачи снижения уровня шума, был достигнут результат, удовлетворяющий санитарным нормам.

## 9. АКУСТИЧЕСКАЯ И ВИБРАЦИОННАЯ ДИАГНОСТИКА ПНЕВМО- И ГИДРОМАШИН

### 9.1 Виброакустическая диагностика кавитации

Нарушение сплошности потока жидкости, обусловленное появлением в ней пузырьков или полостей, заполненных паром и выделившимся из жидкости газом, называется кавитацией. Кавитация возникает в области пониженного давления, где возникают растягивающие напряжения, которые приводят к разрыву жидкости и образующие полости - каверны заполняются парами жидкости и выделившимся из нее растворенным газом. Попадая в область высоких давлений паровые пузырьки (каверны) «захлопываются». Захлопывание каверн вызывает местный гидравлический удар, который может привести к разрушению (эрозии) стенок каналов. Действительно, давление в пузырьках остается постоянным и равным давлению упругости насыщенного пара, в то время как давление жидкости по каналу рабочего колеса повышается при течении жидкости от входа к выходу. Попадая в область высокого давления, пузыри схлопываются под действием высокого давления. Это схлопывание сопровождается местным повышением давления в несколько тысяч атмосфер. Если оно происходит на поверхности лопаток или других элементах насоса, то с их поверхности выбиваются частицы материала, из которого они сделаны. Это явление называется эрозией. Этот процесс можно определить по потрескивающим звукам, которые усиливаются с увеличением кавитации.

Если в жидкости присутствуют свободные или растворенные газовые включения, то кавитация будет протекать более интенсивно, с большим шумом и вибрациями.

Кавитация приводит к появлению высокочастотного сплошного вибрационного шума, который занимает полосу частот от 3 до 40 кГц. Традиционно кавитацию диагностируют по входному давлению, и по вибрации. Перспективным методом диагностики кавитации является применение вейвлет-разложения вибрации и пульсаций давления. Высокая разрешающая способность по времени данного вида анализа позволяет диагностировать кавитацию на различных стадиях развития.

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.

### 9.2. Акустическая диагностика утечек рабочей среды в пневмо - и гидромашинах

Определение мест утечек жидкости под давлением является серьезной проблемой. Одним из методов определения утечек является *корреляционный* метод. Корреляционный метод обнаружения утечек среды в трубопроводах и определения мест их расположения основан на измерении виброакустического сигнала, генерируемого утечкой, с помощью двух датчиков, установленных непосредственно на трубопроводе. Если два датчика установить с двух сторон от предполагаемого места утечки и измерить с помощью 2-х канального анализатора *взаимно-корреляционную функцию* (ВКФ), то в этом случае можно определить разницу (задержку) по времени распространения сигнала от утечки до одного и до второго датчика.

Датчики (1) устанавливаются на трубопроводе в Выбор точек измерения определяется сегментом трубопровода, который необходимо проверять (рис. 9.1).

где  $l$  - расстояние между датчиками

$v$  - скорость распространения звука в трубе (м/с);

$t$  - задержка по времени, определенная по максимуму ВКФ сигналов, измеренных двумя датчиками;

$l_{1,2}$  - расстояние от утечки до одного (1) или другого (2) измерительного датчика.

Задержка определяется по максимуму ВКФ сигналов (рис. 9.2), измеренных датчиками. При известной скорости распространения сигнала (звука) по трубе и, зная расстояние между датчиками, можно точно определить место расположения утечки с помощью элементарного расчета по формуле [6]:

$$l_{1,2} = l/2 (l \pm v \times t),$$

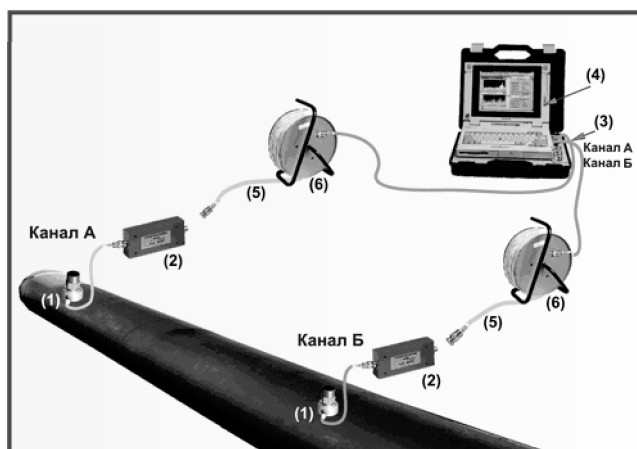


Рис. 9.1. Схема определения утечек в трубопроводе

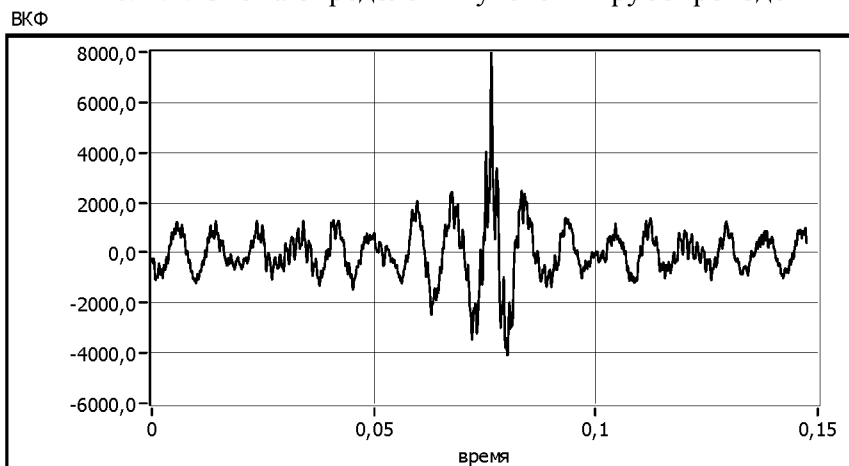


Рис. 9.2. Взаимно-корреляционная функция

Для локализации утечки необходимо знать значение максимума ВКФ и справочные данные значений скорости звука для различных трубопроводов.

### 9.3 Акустическая эмиссия и её применение для диагностики пневмо – и гидросистем

Акустическая эмиссия это излучение упругих волн преимущественно в ультразвуковом диапазоне частот, вызванное перестройкой внутренней структуры твёрдых тел. Она появляется при пластической деформации материалов, при возникновении и развитии в них дефектов, например, при образовании трещин, при фазовых превращениях, связанных с изменением кристаллической решётки. Иногда эти сигналы достаточно сильны и могут восприниматься на слух, например, «крик олова» при пластическом деформировании этого материала.

Результаты регистрации и анализ эмиссии волн напряжений в различных материалах впервые приведены в 1950 году в работе немецкого исследователя Кайзера. Им проведено и описано использование электронных усилителей для прослушивания материалов при нагрузках. Автор установил, что после снятия нагрузки и повторного нагружения, эмиссия звука остается очень слабой, пока не будет превзойдена первоначальная нагрузка («эффект Кайзера»).

Акустической эмиссией пользуются для получения информации о процессах, происходящих внутри вещества, для неразрушающих испытаний материалов, обнаружения дефектов в деталях, а также контроля состояния работающих агрегатов и машин, например сосудов и трубопроводов под давлением.

#### 9.4 Физическая природа акустической эмиссии

Физическим механизмом, объясняющим ряд особенностей акустической эмиссии, является движение в веществе дислокаций и их скоплений, то есть дефектов кристаллической решетки искажающих регулярное чередование атомов в кристаллах твердого вещества. Вокруг дефектов повышается интенсивность напряжений так, что материал вблизи вершины трещины находится в более напряженно-деформированном состоянии, чем вдали от нее. Это приводит к более интенсивной акустической эмиссии вблизи вершины трещины. В процессе роста трещины основную роль играют два явления – развитие локальной зоны пластических деформаций вблизи вершины трещины и скачок фронта трещины.

В качестве источника акустической эмиссии можно рассматривать расположенный в глубине образца или на поверхности твердого тела элемент объема, испытывающий изменение напряжённого состояния. Сигналы акустической эмиссии проявляются в виде колебаний поверхности образца, смещение при которых составляет  $10^{-14} - 10^{-7}$  м.

Типичные механизмы возникновения акустической эмиссии с указанием материалов, для которых они характерны, приведены в таблице 9.1.

Таблица 9.1

Физический процесс	Материалы
Двойникование (изменение структуры кристаллической решетки)	Олово, титан и его сплавы
Коррозия под напряжением	Алюминиевые сплавы
Мартенситное превращение	Сталь, сплав золота с кадмием
Водородное охрупчивание	Сталь
Пластическое деформирование (движение дислокаций), рост трещин	Сплавы магния, меди, титана, латунь, сталь, полимерные и композитные материалы.

В большинстве методов испытаний материалов, деталей машин и агрегатов применяют механическое нагружение, сигналы эмиссии регистрируются в процессе возрастания или убывания приложенного к объекту испытания внешнего механического напряжения. Может использоваться термическое нагружение, то есть неравномерный нагрев, вызывающий механические напряжения в и другие формы воздействия. Деформация материала при нагружении обычно не выходит за предел упругости, однако концентрация напряжений вблизи дефектов вызывает локальное пластическое деформирование и появление эмиссии. Объем области пластической деформации зависит от размера дефекта, его локализации по отношению к действующему напряжению и от величины этого напряжения. От этого объема зависит интенсивность сигналов.

Для контроля важно сопоставление параметров излучаемых акустических сигналов с параметрами дефекта – его размерами и положением или с характеристиками происходящих в веществе процессов.

## 9.5 Характеристики сигналов акустической эмиссии

Движение и торможение дислокаций является неравномерным прерывистым процессом и является причиной излучение волн напряжения. Поэтому акустическая эмиссия имеет «взрывной», импульсный характер; длительность импульса может составлять  $10^{-8} - 10^{-4}$  с, энергия отдельного импульса – от  $10^{-9}$  до  $10^{-5}$  Дж.

Сигнал эмиссии из источника обычно имеет вид коротких широкополосных импульсов, однако распространяясь от источника к поверхности образца, он претерпевает существенное искажение вследствие дисперсии, трансформации типа и формы волны при отражении, рассеянии и затухании звука.

Если время затухания сигнала и время переходных процессов в образце меньше промежутка времени между излучаемыми импульсами, эмиссия воспринимается в виде последовательности импульсов и называется дискретной или импульсной. Если же интервал между отдельными актами излучения меньше времени затухания, то она имеет характер непрерывного излучения, в подавляющем большинстве случаев нестационарного, и называется непрерывной или сплошной. Дискретная эмиссия имеет место, например, при образовании трещин, непрерывная – в процессе резания.

Частотный спектр сигналов акустической эмиссии широк и составляет от единиц кГц – области слышимых частот, до десятков и сотен МГц. На практике для диагностики обычно используют регистрацию сигналов с нижней частотой от 30 кГц, чтобы уменьшить влияние окружающих шумов и до 10 МГц сверху, что ограничивается возможностями регистрирующей аппаратуры.

К основным регистрируемым и характеризующим акустическую эмиссию параметрам относятся:

- общее число импульсов дискретной эмиссии за исследуемый промежуток времени; т. н. суммарная (или интегральная) эмиссия – число превышений сигналом установленного уровня за исследуемый промежуток времени;
- интенсивность эмиссии число превышений сигналом установленного уровня в единицу времени;
- амплитуда эмиссии – максимальное значение сигнала в течение заданного промежутка времени;
- уровень сигналов эмиссии – среднее квадратичное сигнала за рассматриваемый промежуток времени.

Как видно на рисунке 9.3 между интенсивностью и амплитудой сигналов при развитии трещины существует прямая связь. Выбор регистрируемого параметра должен проводится в каждом случае индивидуально, исходя из условий измерения и постановки решаемой задачи.

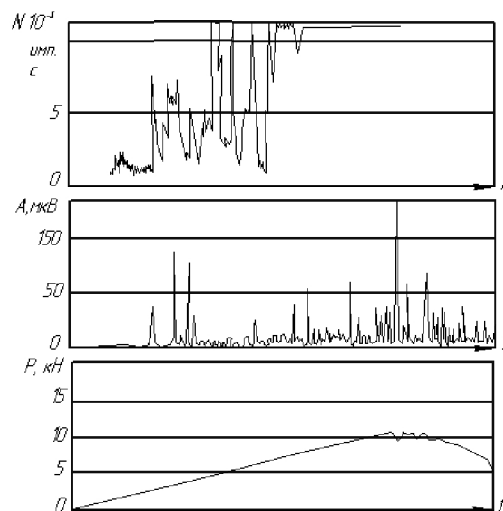


Рис.9.3 Зависимость интенсивности акустической эмиссии  $N$  и её амплитуды  $A$  на выходе преобразователя от времени при возрастании приложенной к образцу растягивающей силы  $P$ . Образец из алюминиевого сплава сечением  $30 \times 4$  мм и начальной трещиной.

## 9.6 Аппаратура для измерения акустической эмиссии

Для приема сигналов эмиссии на поверхности образца используют контактные кристаллические или керамические пьезоэлектрические преобразователи, тензометры, акселерометры или же бесконтактные оптические (лазерные) виброметры. Перспективным считается применение датчиков изготовленных из гибких полимерных пленок, например поливинилиденфторида (ПВФ). Основными достоинствами ПВФ среди по-

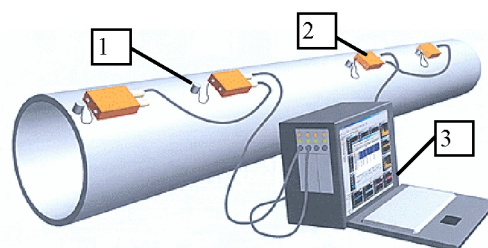


Рис. 9.4 Состав системы регистрации и обработки сигналов акустической эмиссии для диагностики состояния трубопровода  
1 – датчик эмиссии; 2 - усилитель сигналов с полосовым фильтром; 3 - блок регистрации и обработки сигналов.

лимерных материалов являются высокая пьезоэлектрическая активность; химическая стойкость; высокая прочность при растяжении и ударе; возможность нанесения на поверхности с геометрической кривизной; широкий температурный интервал эксплуатации от  $-62$  до  $+149^{\circ}\text{C}$ .

Для промышленного применения в настоящее время зарубежными и отечественными производителями выпускаются системы регистрации и обработки сигналов акустической эмиссии, которые кроме первичных преобразователей включают встроенные или выносные усилители сигналов, цифровые линии связи протяженностью до сотен метров и многоканальный блок регистрации и обработки информации. Типичный логарифмический усилитель имеет динамический диапазон  $80$  дБ, что соответствует линейному динамическому диапазону  $1 \dots 10\,000$ , который невозможно реализовать без потери в стабильности и точности усиления при линейном преобразовании сигнала. Для выделения информативного сигнала и уменьшения помех в измерительных каналах устанавливаются полосовые управляемые фильтры. Число измерительных каналов системы может составлять от единиц до нескольких сотен.

### 9.7 Применения методов акустической эмиссии

В настоящее время методы акустической эмиссии используются в тепловой и атомной энергетике, на газотранспортных системах и других отраслях промышленности для контроля в рабочем состоянии и дефектоскопии сосудов, трубопроводов, агрегатов работающих под большим избыточным давлением.

На рисунке 9.5 показано применение системы контроля состояния емкости. Такая же система может быть использована для неразрушающего контроля при нагрузке избыточным давлением элементов пневмо – и гидросистем.

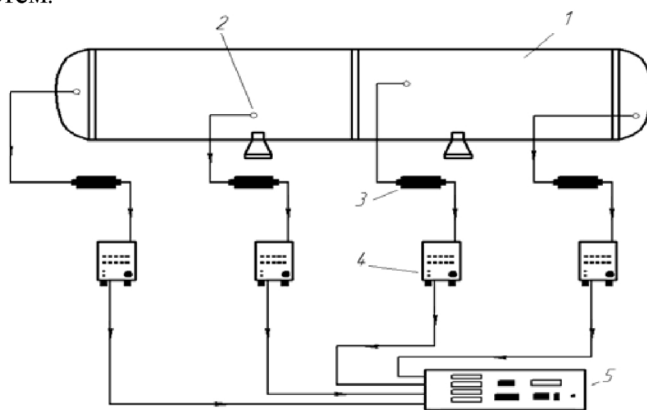


Рис. 9.5 Схема контроля сосуда работающего под избыточным давлением.

1 - исследуемая конструкция; 2 – приемник сигналов; 3 – преусилитель; 4 – широкополосный нормирующий усилитель; 5 – анализатор сигналов.

На рисунке 9.6 приведены результаты, зарегистрированные при испытании корпуса гидравлического фильтра при периодической нагрузке его внутренним давлением.

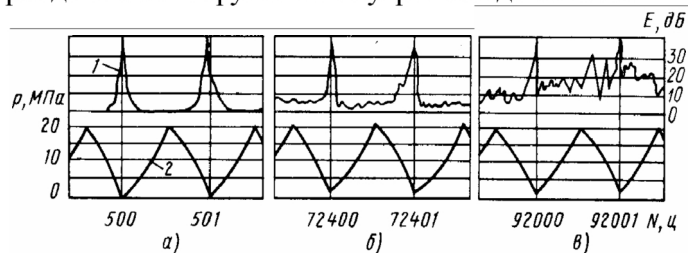


Рис. 9.6. Изменение энергии сигналов акустической эмиссии в процессе циклического нагружения корпуса гидрофильтра

а - корпус исправен; б - начальная стадия появления трещины в корпусе гидрофильтра; в - акустическая эмиссия перед раскрытием трещины;

1 - энергия сигналов акустической эмиссии; 2 - циклограмма нагружения корпуса фильтра давлением рабочей жидкости

Системы измерения акустических сигналов могут использоваться для локализации дефектов на трубопроводах и корпусах агрегатов. Схема локации дефекта показана на рисунке 9.7. Излученный дефектом акустический сигнал поступает на все четыре приемника комплекта. Расположение дефекта определяется исходя из координат расположения приемников излучения и времени их поступления. Диапазон значений времен запаздывания определяется размерами конструкции и скоростью распространения упругих волн в материале. С учетом скорости распространения волн разработаны различные схемы расположения и подключения приемников для контроля сосудов давления различной формы, их днищ, арматуры, трубопроводов и других конструкций. Могут быть использованы различные сочетания этих схем для одновременного контроля труб, арматуры, цилиндрических сосудов, сферических или эллиптических днищ.

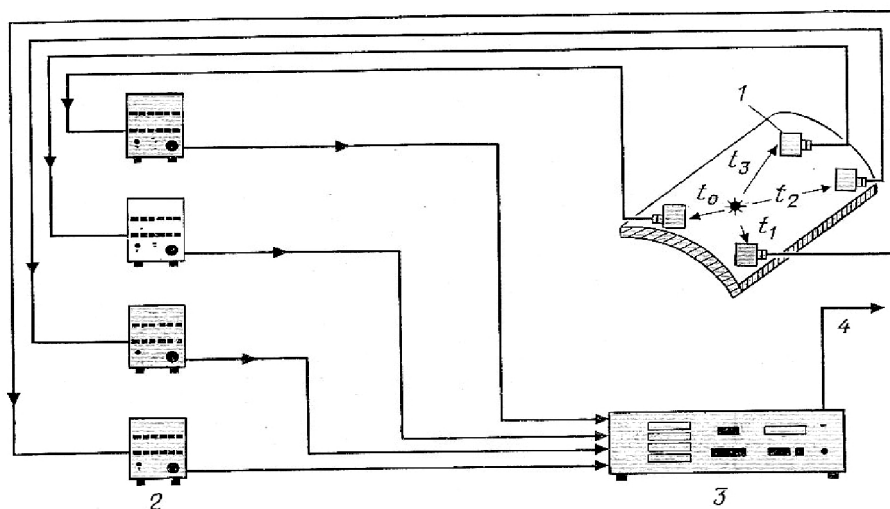


Рис. 9.7 Схема обнаружения расположения дефекта методом акустической эмиссии.

1 – приемник сигналов с предусилителем; 2 – широкополосный усилитель; 3 – анализатор сигналов; 4 – вывод цифровых данных.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Гаспаров, М.С. Акустическая и вибрационная диаг-ностика пневмо - и гидросистем: учеб. пособие / М.С. Гаспаров, А.И. Кох, Петренко С.А. – Самара: Изд-во СГАУ, 2006. – 80 с.
2. Гаспаров, М.С. Гидродинамика и виброакустика комбинированных насосных агрегатов [Текст] / М.С. Гаспаров, А.Н. Крючков, Е.В. Шахматов, В.П. Шорин. – Самара.: изд-во СГАУ, 2006. – 86 с.
3. Измерение звука. Обзор «Брюль и Къер», 1984. – 33 с..
4. Измерение вибрации. Обзор «Брюль и Къер», 1984. – 41 с.
5. Ржавский, К.В. Информационная безопасность: практическая защита и информационных технологий и телекоммуникационных систем: Учебное пособие. — Волгоград: Изд-во ВолГУ, 2002. — 122 с.
6. Смирнов, В.А. Корреляционный метод поиска утечек жидкостей из трубопроводов под давлением. Материалы научно-практического семинара «Применение корреляционных те-чеискателей Т-2001 и ТКР-4102 для поиска утечек в водопроводных и тепловых сетях» 30.05-2.06 2005 г., г. Нижний Новгород.
7. Иголкин, А.А. Исследование влияния подачи воздуха во всасывающую магистраль центробежного насоса на его виброакустические характеристики [Текст] / А.А. Иголкин, А.Н. Крючков, А.Б. Прокофьев, Е.В. Шахматов.: Вестник Самарского государственного аэрокос-мического университета им. академика С.П. Королёва. 2002. № 1. С. 78-83.
8. Шахматов, Е.В. Методы и средства коррекции параметров динамических процессов в гидромеханических и топливных системах двигателей летательных аппаратов. Т.1, 2. Дисс. на соиск... д.т.н. - Самара: СГАУ, 1993.
9. Шорин, В.П. Устранение колебаний в авиационных трубопроводах [Текст] / В.П. Шорин. - М.: Машиностроение, 1980. -156с.(10)
10. Гимадиев, А.Г. Снижение виброакустических нагрузок в гидромеханических системах [Текст] / А.Г. Гимадиев, А.Н. Крючков, В.В. Леншин, А.Б. Прокофьев, Е.В. Шахматов, Г.В. Шестаков, Ю.В.П. Шорин; Под. ред. Е.В. Шахматова, В.П. Шорина. – Самара.: изд-во СГАУ, 1998. – 270 с.
11. Шахматов, Е.В. Комплексное решение проблем виброакустики изделий машиностроения и аэрокосмической техники [Текст] LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH&CO.KG 2012. - 81 с.
12. Лазуткин, Г.В. Динамика виброзапретных систем с конструктивным демпфированием и разработка виброизоляторов из проволочного материала МР [Текст]: монография/Г.В. Ла-зуткин.- Самара:СамГУПС, 2010. - 291 с.
13. Шорин, В.П. Устранение колебаний в авиационных трубопроводах [Текст] / В.П. Шорин. - М.: Машиностроение, 1980. -156с.(10)
14. Прокофьев, А.Б. Моделирование виброакустических процессов в трубопроводных систе-мах [Текст] / А.Б. Прокофьев, Е.В. Шахматов. – Самара.: изд-во СГАУ, 2008. – 168 с.
15. Иголкин, А.А. Снижение колебаний рабочей среды и шума пневматического производст-венного оборудования и инструмента [Текст]: дисс.канд.техн.. наук: 2005.- Самара., 2005.
16. Иголкин, А.А. Снижение шума узлов редуцирования / А.А. Иголкин, И.Г. Рыбалкин, А.Н. Крючков, А.И. Кох. Санкт-Петербург, 2011.
17. Крючков, А.Н. Снижение колебаний и шума в гидромеханических и газовых системах [Текст]/ дисс. док. техн. наук: 2006/ Крючков Александр Николаевич. – Самара., 2006 – 297 с.