

М 404619

Министерство высшего и среднего специального образования СССР
МОСКОВСКОЕ ОРДЕНА ЛЕНИНА, ОРДЕНА ОКТЯБРЬСКОЙ
РЕВОЛЮЦИИ И ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
ВЫСШЕЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ УЧИЛИЩЕ имени Н. Э. БАУМАНА

На правах рукописи
УДК 621. 646.

СКРИПЧЕНКО Виталий Григорьевич

**КАВИТАЦИОННЫЕ И АКУСТИЧЕСКИЕ
ИССЛЕДОВАНИЯ И МЕТОДИКА РАСЧЕТА
МАЛОШУМНЫХ РЕГУЛИРУЮЩИХ КЛАПАНОВ**

05 04 03-гидравлические машины, машины и аппараты
холодильной и криогенной техники

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой
степени кандидата технических наук

Москва - 1983

Работа выполнена в Государственном научно-исследовательском институте автоматизации производственных процессов химической промышленности и цветной металлургии НИИАвтоматика

Научный руководитель - доктор технических наук,
профессор ЯНЬШИН Б.И.

Официальные оппоненты - доктор технических наук,
профессор КРИВЧЕНКО Г.И.

кандидат технических наук,
старший научный сотрудник
ПОКРОВСКИЙ Б.В.

Ведущая организация - Центральное конструкторское бюро
арматуростроения (ЦКБА, г. Ленинград)

Защита диссертации состоится "13" июня 1983 года
в ____ час. на заседании специализированного Совета
К 053.15.07 "Криогенные, холо-
умные и компрессорные маш
мана по адресу: 107005, 1
факультета "Энер

С диссертацией можно

Автореферат разослан

Ваши отзывы в 2-х экз
ба выслать по адресу: 10
Ученый Совет.

Ученый секретарь спец
рованного Совета, канди
ческих наук, доцен

M 407619



1407619

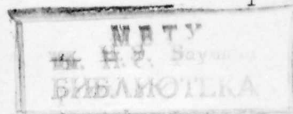
Скрипченко В. Г. Кавитация

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

М 407619

АКТУАЛЬНОСТЬ. Эксплуатация различных трубопроводов, гидравлических машин и аппаратов, включенных в системы трубопроводов, невозможна без клапанов, регулирующих расходы сред путем изменения своего проходного сечения. Вследствие интенсификации производств, связанной с научно-техническим прогрессом страны, все больше гидравлических машин и аппаратов, а значит и регулирующих клапанов (РК), работают при высоких перепадах давления. Работа же РК, основанная на дросселировании потока рабочей среды, почти всегда сопряжена с возможностью возникновения кавитации в случаях регулирования жидких сред при высоких перепадах давления. Кавитация в РК является опасным и вредным явлением из-за вызываемых ею эрозии, шума и нарушений процесса регулирования. Наиболее же опасным из-за своего воздействия на обслуживающий персонал является шум РК, который может превысить 100 дБ. Интенсивный шум вызывает снижение производительности труда и может служить причиной многих заболеваний. Вопросам борьбы с шумом посвящен целый ряд постановлений Советского правительства. Так, например, в постановлении ГК НТ при СМ СССР № 394 от 21 июня 1974 года особо указывалось на необходимость разработки и внедрения малошумных регулирующих клапанов (МРК). Большую потребность в МРК испытывают в настоящий момент многие отрасли советской промышленности. Быстрое и эффективное внедрение МРК в первую очередь зависит от наличия научно обоснованных и экспериментально подтвержденных отечественных конструкций МРК и методик их расчета. Используемые же МРК в основном представляют собой дорогостоящие разработки зарубежных фирм, которые приводят только технические данные своих конструкций, но не сообщают о методах их расчета.

Целью работы являлись разработка конструкции МРК, эффективно подавляющей кавитацию и снижающей шум при относительно небольших габаритах, а также разработка методики расчета этой конструкции. Для решения данного вопроса необходимо было исследовать развитие кавитации и шума в дросселируемом жидком потоке (ДЖП), выявить наиболее действенные способы снижения шума и подавления кавитации, получить кавитационные и акус-



тические характеристики основных конструктивных элементов МРК.

Методы исследований включали построение и теоретический анализ модели развития кавитации в ДЖП, а также экспериментальное подтверждение адекватности предположений, сделанных на основе анализа. Рабочий участок гидравлического стенда, где монтировались объекты исследований, размещался в звукоизолированной камере, что повышало точность акустических экспериментов. При этом использовались приборы "Брюль и Кьер".

Научная новизна. Разработан метод определения уровня шума ДЖП, возможного на предполагаемом месте установки клапана:

- предложен метод расчета снижения уровня шума ДЖП стенками трубопровода;
- выявлен механизм снижения шума ДЖП при увеличении числа пропускных отверстий в проточной части МРК;
- установлены условия эффективности снижения шума впуском воздуха в кавитационную зону;
- даны обоснованные рекомендации по рациональной организации проточной части МРК.

Практическая ценность. Разработана рациональная конструкция МРК, на которую получено авторское свидетельство №842319. Эта конструкция МРК может быть использована для бескавитационной и бесшумной работы при высоких перепадах давления во многих отраслях народного хозяйства, в частности, в энергетической и химической. Создана также инженерная методика расчета рациональных МРК, расчетные формулы и графические зависимости которой могут быть использованы и при других акустических и кавитационных расчетах.

Внедрение. Разработанная конструкция МРК используется в системе регулирования расхода жидкого аммиака на Кировоградском химзаводе им.А.Мясникова. Годовой экономический эффект от установки одного только МРК составил 9,63 тыс.руб. Методика расчета МРК используется в НИИ Автоматика и в ЦКБА в гидравлических расчетах клапанов, предназначенных для работы при высоких перепадах давления.

Апробация работы. Работа докладывалась на кафедре гидравлики и гидроавтоматики МВТУ им.Н.Э.Баумана, во ВНИИ "Стройфи-

зики" и в НИИ Автомати́ка. Отдельные положения диссертации были доложены на Всесоюзном научно-техническом совещании по применению гидропневмоавтоматики в промышленности (Харьков, 1977г.) и на I-ой Закавказской конференции молодых специалистов и ученых (Дилижан, 1977г.).

Состав работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, основных выводов, литературы, приложения и содержит 120 страниц машинописного текста, 70 рисунков, 17 таблиц и 137 наименований использованной литературы.

На защиту выносятся: – теоретическая модель развития кавитации в ДЖП;

- метод расчета уровня шума ДЖП;
- характеры и механизмы подавления кавитации и снижения шума в проточных частях МРК;
- рациональная конструкция МРК и методика ее расчета.

ОПИСАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе изложено состояние работ как непосредственно связанных с МРК, так и работ, посвященных кавитационным и акустическим исследованиям РК и способам подавления кавитации и снижения шума в них, на основе чего осуществлена постановка задач собственных исследований.

В результате анализа ранее выполненных работ (Арзуманова, Бауманна, Стайлса, Яньшина и др.) и технической документации, большая часть которой была получена непосредственно от ведущих арматурных фирм (Масонейлан, Фишер и др.), пришлось констатировать, что единственным радикальным решением проблем кавитации в трубопроводной арматуре является разработка МРК. Метод же подавления кавитации и снижения шума впуском воздуха в кавитационную зону был изучен совершенно недостаточно для решения вопроса о его применении. Анализ показал также, что фактического материала, основанного на физической картине развития кавитации в дросселирующей части РК, накоплено слишком мало для разрешения проблем, возникающих при разработке МРК и методик их расчета для разных практических случаев. Поэтому в программу исследований были поставлены задачи изучения кавитации и ее шума в ДЖП и снижения этого шума стенками трубопровода и вводом воздуха в кавитационную зону.

Изучалось также влияние основных конструктивных элементов проточной части клапанов на развитие кавитации и шума. Решение этих задач создавало научные предпосылки для разработки рациональной конструкции МРК и методики его расчета с широкой практической применимостью.

Во второй главе помещены результаты исследований, проведенных с целью разработки методики проведения экспериментов, а также для получения кавитационных характеристик распространенных РК.

В разработке методики проведения экспериментальных исследований основным являлось выявление рабочих методов фиксации стадий кавитации (начальной и развитой). Для выявления оптимальных по точности и простоте методов были проведены сравнительные испытания пяти наиболее принятых: слухового, визуального, гидравлического, акустического и вибрационного. Испытания проводились на насадках из оргстекла. Кавитационный режим в насадке создавался с помощью постепенного увеличения перепада давления $\Delta P = P_1 - P_2$, причем давление на входе насадка P_1 поддерживалось постоянным, а давление на выходе P_2 постепенно уменьшалось. Для связи условий течения с началом кавитации и ее развитием и для количественного сравнения точности исследованных методов применялись коэффициенты начальной и развитой кавитации (критерии Стайлса):

$$K_c = \frac{\Delta P_c}{P_1 - P_H} \quad (1)$$

$$K_m = \frac{\Delta P_m}{P_1 - P_H} \quad (2)$$

где, P_H - давление насыщенных паров жидкости; ΔP_c - перепад, при котором начиналась кавитация; ΔP_m - перепад, при котором наступала развитая кавитация.

По результатам обработки полученных экспериментальных данных в качестве рабочих методов были выбраны: акустический - фиксация начала кавитации по графику $L = f(\Delta P)$ в момент резкого возрастания уровня шума и гидравлический - фиксация развитой кавитации по графику $Q^2 = f(\Delta P)$ в момент установления постоянства расхода воды. Сопоставление слуховых и визуальных наблюдений с экспериментальными графиками показало, что выбранные рабочие методы точно соответствовали исследуемым стадиям кавитации. По акустическому методу фиксировались пер-

вые, еще невидимые группы кавитационных пузырьков, а по расходной характеристике в момент постоянства расхода фиксировалась полностью развитая кавитация, причем в этот момент максимальные значения или близкие к максимуму имели: сужение струи потока и падение давления в нем, количество и размеры кавитационных пузырьков, уровни шума и вибрации. Исходя из этого, при расчете уровня шума работающего РК используют именно значения K_m в зависимости от степени открытия данного клапана, то есть его кавитационную характеристику.

Кавитационные характеристики семи наиболее распространенных типов РК были получены как путем обобщения результатов других авторов, так и в результате собственных экспериментов.

Третья глава посвящена исследованиям, проведенным с целью получения данных, необходимых для создания методов расчета уровня шума ДЖП и снижения его стенками трубопровода.

Экспериментальные исследования звукоизоляции цилиндрических оболочек, к которым относят и трубопроводы, показали, что передача звука через них имеет сложный характер. Существует граничная, так называемая кольцевая частота, которая выражается известной формулой:

$$f_k = \frac{C}{\pi \cdot D} \quad (3)$$

где, C - скорость звука в материале стенок трубопровода (м/с); D - внутренний диаметр трубопровода (м).

При частотах, больших чем f_k , снижение уровня шума $L_{ст}$ зависит от массы стенок трубопровода и от самой частоты f и рассчитывается по Геттману так:

$$L_{ст} = 17 \lg m \cdot f - 38, \text{ дБ} \quad (4)$$

где поверхностная плотность стенок - $m = \rho \cdot t$, а ρ и t - плотность (кг/м^3) и толщина (м) стенок.

При частотах меньших f_k снижение уровня шума $L_{ст}$ определяется жесткостью трубопровода t/D и вычисляется по Беранеку следующим образом:

$$L_{ст} = 10 \lg t/D + 48 - \Delta L, \text{ дБ} \quad (5)$$

Поправка ΔL зависит от f/f_k .

С помощью указанных формул можно определять $L_{ст}$ только на какой-то отдельной частоте. Для создания же метода расчета $L_{ст}$ общего (полного) уровня шума РК, включающего в себя уровни шу-

ма на отдельных частотах, была рассмотрена следующая модель кавитационного процесса в РК. Регулирование расхода среды через РК производится дросселированием потока. Основным источником шума ДЖП является кавитация. Кавитацию при дросселировании можно представить как процесс, происходящий в три этапа (рис.1). Первый этап – доставка ядер кавитации потоком к месту дросселирования. Здесь на втором этапе из-за падения давления P_1 до P_n происходит рост кавитационных пузырьков из ядер. На третьем этапе пузырьки попадают в зону повышенного давления P_2 , где происходит их замыкание, которое и создает шум.

Ядрами являются микроскопические объемы воздуха, содержащиеся в трещинах твердых частиц в потоке и на поверхностях границ потока. По размерам ядра распределены неравномерно. Основываясь на данных спектрального анализа размеров ядер кавитации, можно представить, что к зоне роста доставляется n групп ядер, каждая из которых имеет свой средний размер ζ_i , количество же ядер в группах может сильно различаться. Чем больше скорость потока, тем чаще поступают ядра в зону роста. Ядра, образующиеся из трещин на стенках, также попадают в поток с частотой, связанной со скоростью потока. Когда давление в потоке падает, то нарушается равновесие между объемом воздуха в трещине и жидкостью и из трещины начинает расти пузырек. Поток давит на него все сильнее в зависимости от его роста. Чем выше скорость потока, тем меньше размеры срывающихся пузырьков и тем чаще они срываются.

В зоне роста они находятся определенный промежуток времени, который зависит от длины этой зоны и от скорости потока – $t_p = e/v$. Чем больше скорость потока и меньше характерный размер зоны роста (дросселирования), тем меньше времени проведут в этой зоне и меньшего размера достигнут пузырьки.

Время замыкания кавитационных пузырьков оценивается формулой Рэлея:

$$t_3 = 0,915 \cdot R \sqrt{\rho/P_2} \quad (6)$$

Пузырьки с большим воздухосодержанием замыкаются в несколько этапов. Стенки их при этом то сжимаются, то расширяются. Частота колебаний в зависимости от размера пузырька выражается формулой Миннаерта:

$$f = \frac{1}{2\pi R} \sqrt{\frac{3}{\rho} \cdot \frac{C_p}{C_v} \left(P_2 - \frac{2\sigma}{R} \right)} \quad (7)$$

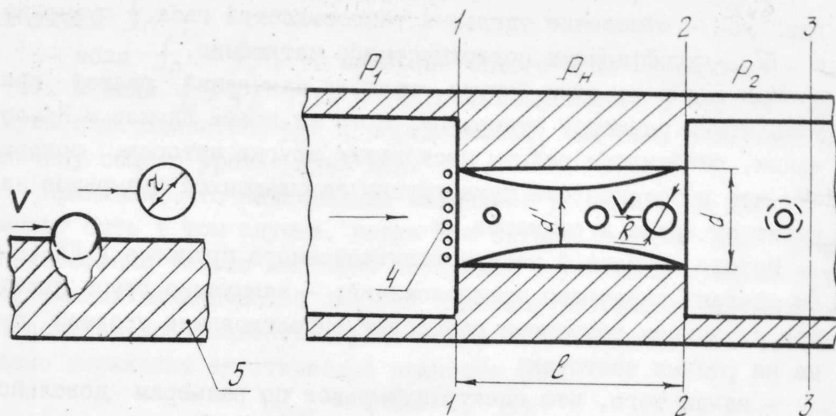


Рис.1 Этапы развития кавитации в ДНП
 1-1-начало роста кавитационных пузырьков,
 2-2-максимальный размер пузырьков и начало их
 замыкания, 3-3-полное замыкание, 4-ядра кави-
 тации, 5-образование ядер из трещин.

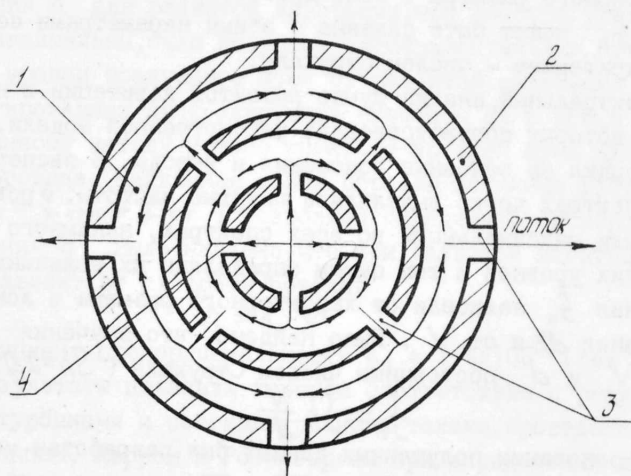


Рис.2. Диск маломощного устройства рационального МЖ.

где C_p/C_v - отношение удельных теплоемкостей газа в пузырьке, а σ - коэффициент поверхностного натяжения.

Как видно из этих формул, частота замыканий растет при уменьшении размеров пузырьков. В то же время Лямшев и Наугольных, обобщившие работы нескольких других авторов, показали, что интенсивность шума группы замыкающихся пузырьков зависит от числа и размеров их.

Исходя из данной модели кавитационного процесса в ДЖП, были сделаны следующие предположения: - замыкание групп пузырьков с разными размерами обусловит существование уровней шума на разных частотах:

- из-за того, что спектр пузырьков по размерам довольно большой, диапазон указанных частот будет широким;

- максимальный уровень шума будет соответствовать частоте процесса замыкания группы пузырьков, у которой сочетание числа пузырьков и их размеров будет как бы оптимальным для создания сильного шума (пиковая частота - f_n);

- частота процесса замыкания зависит от размеров пузырьков, которые, в свою очередь, зависят от скорости потока и характерного размера в зоне дросселирования, а значит величина f_n может быть связана с этими параметрами соответствующим критерием - числом Струхала.

Спектральный анализ шумов развитой кавитации в насадках, форма которых соответствовала рассмотренной модели, полностью подтвердил ее основные положения и выводы. В экспериментальных спектрах четко выделялись пиковые частоты. Уровни шума на них были максимальными во всех спектрах, ненамного отличались от общих уровней и тем самым определяли их величины. При этом значения f_n зависели от характерного размера в зоне дросселирования d' и от V . Было найдено, что значения f_n связаны с V и d' постоянным числом Струхала ($Sh=2,0$):

$$f_n = Sh \frac{V}{d'} \quad (8)$$

На основании полученных данных был разработан метод расчета снижения общего уровня ДЖП в РК стенками трубопровода: - по (3) определяется f_k трубопровода;

- по степени открытия РК и расходу среды находятся значения V и d' ;

- по V и d' с учетом, что $Sh = 2,0$, с помощью (8) на-

ходится f_n ;

- если $f_n < f_k$, то снижение общего шума определяется по (5), а если $f_n > f_k$, то по (4), причем вместо f в эти формулы подставляется f_n , определяющая, как было показано, величину общего уровня шума ДЖП.

Принимая, что максимально возможный уровень шума ДЖП в РК может быть в том случае, когда все потери энергии ДЖП будут обусловлены только местными потерями, и учитывая степень трансформации механической энергии (местных потерь) в акустическую с помощью коэффициента акустической эффективности η было найдено выражение акустической мощности ДЖП:

$$W_{\text{пот}} = \eta Q \Delta P, \text{ Вт} \quad (9)$$

Интенсивность шума ДЖП, как мощность шума, приходящаяся на единицу поверхности сферы с $R = 1 \text{ м}$, была определена так:

$$J_{\text{пот}} = \frac{\eta Q \Delta P}{4\pi R^2}, \text{ Вт/м}^2 \quad (10)$$

Отсюда уровень шума ДЖП, определяемый по отношению к нулевой (пороговой) интенсивности шума $J_0 = 10^{-12} \text{ Вт/м}^2$, будет:

$$L_{\text{пот}} = 10 \lg \frac{\eta Q \Delta P}{4\pi R^2 \cdot 10^{-12}}, \text{ дБ} \quad (11)$$

Значения η для развитой кавитации, при которой уровни шума ДЖП максимальны, были получены экспериментальным путем. Были измерены уровни воздушного шума от развитой кавитации в насадках, имитировавших дросселирующие элементы РК и МРК, и по ранее разработанному методу учтено снижение уровней шума ДЖП стенками трубопровода. Найденные таким образом истинные уровни шума ДЖП ($L_{\text{пот}} = L_{\text{изм}} + L_{\text{ст}}$) позволили определить экспериментальные значения η . Было найдено, что при развитой кавитации величина η зависит от скорости потока:

$$\eta = K_0 \cdot V^2 \quad (12)$$

где коэффициент пропорциональности $K_0 = 1,4 \times 10^{-5} (\text{сек}^2/\text{м}^2)$.

Эти результаты показали хорошее соответствие с результатами опытов с турбинами и осесимметричными телами, проведенных Шальневым, Кнэппом, Керром и Розенбергом при определении интенсивности кавитационных шума и эрозии.

Следуя полученным данным для определения максимально возможного шума в месте предполагаемой установки РК или МРК нужно: - по заданным режимным параметрам (P_1, P_2, Q) найти площадь проход-

ного сечения F в месте дросселирования рабочей среды:

- по F и Q найти скорость потока V ;
- с помощью V по (I2) найти величину η ;
- и наконец, по (II) с помощью η найти $L_{\text{пот}}$.

Расчетная формула для уровня шума ДЖП с учетом (II) и (I2) имеет следующий вид:

$$L_{\text{пот}} = 10 \lg V^2 Q \Delta P + 25, \text{ дБ} \quad (I3)$$

Четвертая глава посвящена разработке рациональной конструкции МРК. Основным здесь являлось выявление эффективного метода снижения шума и подавления кавитации.

Возможность использования метода снижения шума впуском воздуха в кавитационную зону была исследована на прозрачных насадках. На основании анализа одновременных акустических измерений и визуальных наблюдений при поступлении регулируемых количеств атмосферного воздуха в кавитационные зоны было выяснено: - снижение шума за счет демпфирующего действия воздуха, проникающего в пузырьки, эффективно только в начальный момент впуска воздуха, до 25-30% его максимального расхода; - снижение шума заметно снижается при увеличении перепада давления. Это связано с тем, что не весь поступивший воздух успевает распределиться по кавитационным пузырькам при увеличении скорости потока. Поэтому снижается воздухосодержание пузырьков и соответственно снижается эффективность глушения их шума. Таким образом была выявлена нецелесообразность применения этого метода в МРК.

Эффективность других методов глушения шума и подавления кавитации исследовалась на макетах МРК различной конструкции. В ходе сравнительных испытаний МРК, при которых измерялись максимальные уровни шумов и значения K_c и K_m , было определено, что наиболее эффективными методами являются: ступенчатообразное (постепенное) срабатывание общего перепада давления $P_1 - P_2$ и устройство перфораций для разделения одного потока регулируемой среды на отдельные потоки. Организация (расчет) ступеней в проточной части МРК, при которой на всех ступенях поддерживаются одинаковые соотношения давлений, оказалась более рациональной, чем организация ступеней, при которой на каждой ступени срабатываются одинаковые перепады давления. По первому

способу количество ступеней в МРК получается меньше, чем по второму, и чем больше общий перепад давления, тем значительнее эта разница. Были получены формула для расчета числа ступеней, необходимого для поддержания безопасных в отношении кавитации соотношений давлений (K_c или K_m) на всех ступенях:

$$n_c = \frac{\lg \frac{P_3 - P_n}{P_2 - P_n}}{\lg(1 - K_{c,m})} \quad (14)$$

и формула для расчета проходных сечений на этих ступенях:

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{F_2}{F_3} = \dots = \frac{F_i}{F_{i+1}} = \sqrt{1 - K_{c,m}} \quad (15)$$

Было выявлено также, что снижение шума за счет увеличения сопротивления потоку в длинных каналах и в каналах с резьбой менее эффективно и требует значительного увеличения габаритов МРК, а для эффективного снижения шума за счет соударения струй требуются неоднократные соударения.

На основе результатов экспериментальных исследований макетов была разработана рациональная конструкция МРК. В его дросселирующей проточной части (малозумном устройстве) использованы два самых эффективных способа подавления кавитации и снижения шума, причем одновременное использование этих способов позволило довольно заметно уменьшить влияние их недостатков. Перфорация проточной части задерживает начало и развитие кавитации, что дает возможность сократить число ступеней МРК и тем самым уменьшает его габариты и вес. При наличии же ступенчатого дросселирования уже нет необходимости использовать большое количество перфораций и тем самым исключается опасность засорений. Малозумное устройство представляет собой состоящий из дисков пакет, в центре которого движется затвор. На нижних торцевых поверхностях каждого диска (рис. 2) сделаны концентрические канавки 1, а в их стенках 2 отверстия 3. Оси отверстий смещены относительно осей ближайших отверстий на соседних стенках, что исключает возможность радиального прохода стенок струями среды и обуславливает их обязательные соударения внутри дисков при переходе из одной канавки в другую. Площади отверстий на стенках канавок и площади поперечных сечений канавок таковы, что дросселирование рабочей среды происходит в отверстиях. В пакете дисков общий поток рабочей среды разбивается на большое количество струй отверстиями в стенках канавок, а общий перепад срабатывается постепенно от стенки к

стенке. Дополнительное гашение энергии осуществляется при многократных соударениях и при многочисленных поворотах у входа и выхода из отверстий. Все это обеспечивает эффективное снижение шума и подавление кавитации. Регулирование расхода среды осуществляется при движении затвора в центральной полости пакета дисков за счет большего или меньшего перекрытия отверстий 4, сообщающихся с этой полостью.

Пятая глава посвящена разработке методики расчета МРК и ее экспериментальной проверке.

В разработанной методике (рис.3) основой для расчета МРК является величина, на которую он должен снизить уровень шума в заданной точке окружающего пространства при заданных режимных параметрах. Эта величина определяется как разность между имеющимся $L_{им}$ и допустимым $L_{доп}$ уровнями шума в данной точке. Уровень $L_{доп}$ может быть определен как санитарная норма на шум для рабочего места рядом с клапаном или в соответствии с другими заданными требованиями. В методике охвачены все практические случаи определения $L_{им}$. В случае расчета уровня шума работающего РК (измерение уровня шума РК шумометром $L_{изм}$ невозможно) используется кавитационная характеристика этого РК из числа полученных в работе (гл.2). В основном же случае, когда вопрос установки РК или МРК решается заранее, $L_{им}$ в методике представлен как уровень шума, образованный в жидком потоке при его дросселировании $L_{пот}$ и сниженный стенками трубопровода $L_{ст}$ и расстоянием от позиции установки до рабочего места L_x . В этом случае величины $L_{пот}$ и $L_{ст}$ определяются методами полученными ранее (гл.3). Затем производится расчет малозумного устройства (пакета дисков), обеспечивающего ликвидацию превышения имеющегося уровня шума над допустимым. Для удобства этого расчета экспериментальным путем были найдены кавитационные и акустические характеристики основных (дросселирующих) конструктивных элементов дисков. С их помощью легко определяются число ступеней, геометрия и количество отверстий на ступенях малозумного устройства, необходимые для подавления (в любой степени) кавитации и снижения любого уровня шума до допустимого.

В результате анализа полученных кавитационных характеристик было установлено, что при увеличении угла конусности на

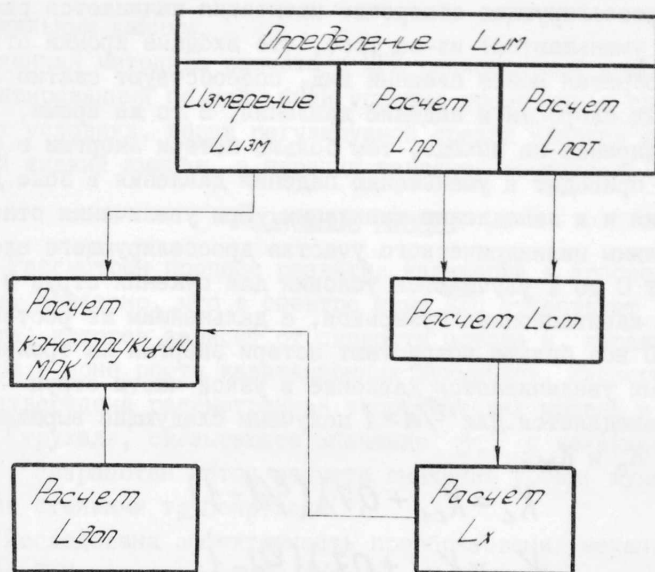


Рис.3 Структурная схема методики расчета МРК.

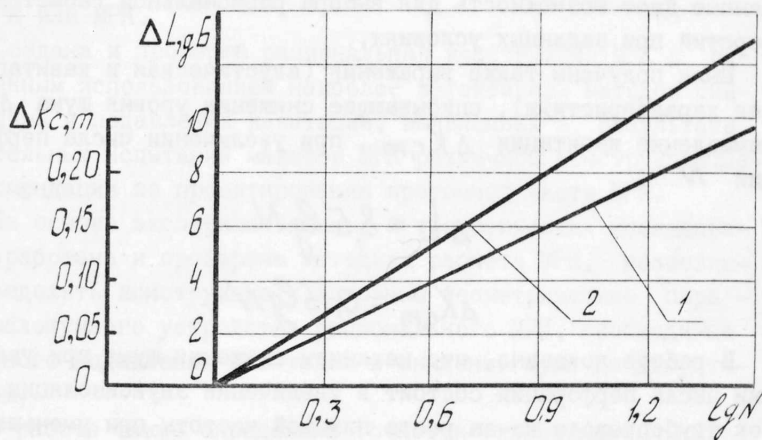


Рис.4- Снижение шума и замедление кавитации при увеличении числа дросселирующих отверстий. 1-кавитационная характеристика, 2-акустическая характеристика.

входе в дросселирующее отверстие кавитация начинается раньше (K_c и K_m уменьшаются) из-за того, что входные кромки отверстия, приобретая менее плавный вид, способствуют сжатию струи, возрастанию скорости и падению давления. В то же время, чем резче расширение на выходе, тем больше потери энергии в этой зоне, что приводит к уменьшению падения давления в зоне дросселирования и к замедлению кавитации. При увеличении относительной длины цилиндрического участка дросселирующего элемента e/d от 0 до 1 улучшаются условия для сужения струи и образования кавитационных пузырьков, с дальнейшим же ростом e/d от 1 до 70 все больше возрастают потери энергии на трение, из-за которых увеличивается давление в узкой части струи - кавитация замедляется. Для $e/d > 1$ получены следующие выражения изменений K_c и K_m :

$$K_c = K_{c1} + 0,7 \cdot \lambda (e/d - 1) \quad (16)$$

$$K_m = K_{m1} + 0,7 \cdot \lambda (e/d - 1) \quad (17)$$

где K_{c1} и K_{m1} - значения коэффициентов кавитации отверстия с $e/d = 1$; λ - коэффициент гидравлического трения. Эти данные дают возможность для выбора рациональной геометрии отверстий при заданных условиях.

Были получены также выражения (акустическая и кавитационная характеристики), описывающие снижение уровня шума ΔL и замедление кавитации $\Delta K_{c,m}$, при увеличении числа перфораций N .

$$\Delta L = 8,5 \lg N \quad (18)$$

$$\Delta K_{c,m} = 0,16 \lg N \quad (19)$$

В работе показано, что механизм снижения шума при увеличении числа перфораций состоит в увеличении звукоизоляции стенок трубопровода из-за роста пиковой частоты при уменьшении размера отверстий. Это существенно отличается от предположения Патрика, что снижение шума связано с уменьшением амплитуды колебаний в отдельных потоках и позволяет получить расчетную формулу (18), имеющую более близкое приближение к экспе-

риментальным данным.

Созданная методика расчета и МРК рациональной конструкции, спроектированный по ней, были успешно проверены в сложных натурных условиях, когда регулируемой средой являлся легкоиспаряющийся жидкий аммиак, а перепад давления составлял 185×10^5 Па.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ

1. Рассмотрен процесс развития кавитации в дросселируемом потоке. Показано, что в спектре шума ДЖП существует пиковая частота, которая зависит от скорости потока и характерного размера в зоне роста кавитационных пузырьков. Экспериментально подтверждена рассмотренная теоретическая модель и найдено число Струхала, связывающее значение f_n с величинами V и d' . Разработан метод расчета снижения уровня шума ДЖП в клапане стенками трубопровода.

2. Исследована эффективность преобразования механической энергии ДЖП в акустическую энергию. Найдена формула для определения значений коэффициента акустической эффективности при развитой кавитации. Разработан метод расчета максимального уровня шума, возможного на месте предполагаемой установки РК или МРК.

3. Создана и проверена рациональная конструкция МРК с одновременным использованием наиболее эффективных методов снижения шума и подавления кавитации, выявленных в результате сравнительных испытаний макетов МРК различной конструкции. Даны рекомендации по проектированию проточной части МРК.

4. На основе экспериментальных и теоретических исследований разработана и проверена методика расчета МРК, позволяющая определять конструкцию и основные геометрические параметры мал шумного устройства рационального МРК, необходимые для полного подавления кавитации и снижения шума до допустимых норм.

5. В работе также определена точность экспериментальных методов фиксации стадий кавитации, изучен характер снижения шума впуском воздуха в кавитационную зону, получены кавитационные характеристики распространенных РК, в графическом и формульном видах получены кавитационные и акустические харак-

теристики основных конструктивных элементов МРК и выявлены механизмы их влияния на шум и кавитацию.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах соискателя:

1. Арзуманов Э.С., Багдасарян В.С., Скрипченко В.Г., Оганян С.Х., Бозов К.Д. Исследование влияния геометрии насадков на гидравлические и акустические характеристики кавитационного течения. - Труды/НИИАвтоматика, 1974, вып.53, с.41-52.

2. Арзуманов Э.С., Скрипченко В.Г., Нисман Л.Н. Снижение шума и вибрации в регулирующих органах клапанов для высоких перепадов давления. - М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1976. - 47 с.

3. Арзуманов Э.С., Везирян Р.Е., Скрипченко В.Г. Исследование расходных и кавитационных характеристик диафрагмовых регулирующих органов. - Труды/НИИАвтоматика, 1976, вып.56, с.31-39.

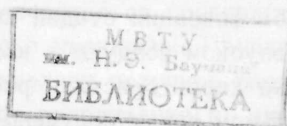
4. Скрипченко В.Г. Снижение шума и кавитации в перфорированных клапанах. - В сб.: Тезисы докладов на I Закавказской конференции молодых ученых и специалистов. Дилижан, 1977, с.57-58.

5. Арзуманов Э.С., Скрипченко В.Г., Тарасьев Ю.И. Определение кавитационных характеристик заслоночных регулирующих органов. - Арматуростроение, 1977, с.51-58.

6. Яньшин Б.И., Скрипченко В.Г. Метод расчета снижения уровня шума от клапана стенками трубопровода. - Известия ВУЗов. Серия Машиностроение, 1978, № 4, с.101-105.

7. А.с. 640080 (СССР). Дроссельное устройство./Э.С. Арзуманов, В.Г.Скрипченко. - Оpubл. в Б.И., 1978, № 48.

8. А.с. 842319 (СССР). Регулирующий клапан./В.Г. Скрипченко, Ю.В.Ковалевский, С.Ф.Королев. - Оpubл. в Б.И., 1981, №24.



ВФ 09061. Подписано к печати 31.03.1983г.

Объем 1. Оп. л. Тираж 100 экз. Заказ 118.

Отпечатано на ротапринтере

в НПО "Автоматика" (Арм.ССР, г.Кировакан,
ул.Тевосяна, 8)