

А. Е. Зарянкин, С. А. Истомин, В. Е. Каращук, В. В. Носков, В. И. Черноштан

НОВЫЕ УГЛОВОЙ И КЛЕТКОВЫЙ ПРОХОДНОЙ ДРОССЕЛЬНО-РЕГУЛИРУЮЩИЕ КЛАПАНЫ

Аннотация

Приводится анализ течения рабочих сред в существующих дроссельно-регулирующих клапанах и показана необходимость изменения характера течения в их проточной части.

Рассматриваются конструкции новых клапанов, с пониженным гидравлическим сопротивлением при полностью открытых запорно-регулирующих органах.

Введение

Дроссельно-регулирующая арматура предназначена для изменения расхода рабочих сред и в общей номенклатуре энергетической арматуры занимает исключительно важное место. Условия её работы оказываются весьма сложными, так как при изменении положения регулирующего органа меняется перепад давления на клапане, форма проходного сечения и распределения скоростей среды в проточной части. В результате практически на всех режимах течение среды оказывается нестационарным и все параметры потока меняют свои величины в зависимости от времени по совершенно произвольному закону. Внешним проявлением этой ситуации является повышенная вибрация всех узлов клапана, вибрация трубопроводов, воспринимающих рабочую среду после клапана, высокий уровень акустического излучения и, как следствие, снижение показателей надежности клапана.

Кроме того, следует иметь в виду, что существующий сейчас уровень гидравлического сопротивления арматуры оказывается очень высоким. При том огромном количестве арматуры, которая используется на тепловых и атомных электростанциях, это ведет к неоправданно высоким затратам энергии в разветвленной сети трубопроводов.

Таким образом, при разработке новых образцов арматуры необходимо обращать внимание как на обеспечение её высокой надежности, так и на обеспечение низкого гидравлического сопротивления и высоких коэффициентов расхода при полном открытии регулирующего органа.

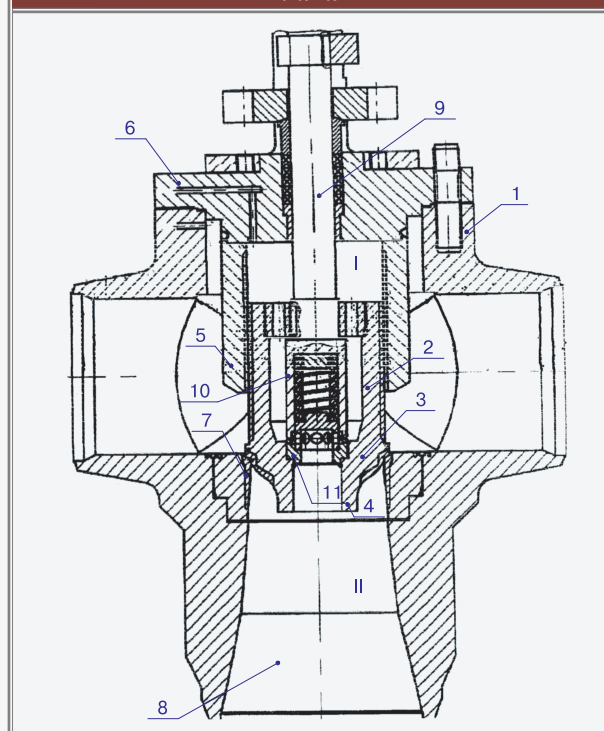
Именно эти очевидные требования были положены в основу разработок представленных далее новых дроссельно-регулирующих клапанов.

1. Конструктивные и аэродинамические особенности углового дроссельно-регулирующего клапана ЧЗЭМ

Представленный на рис.1 угловой клапан состоит из корпуса 1 с двусторонним подводом пара к запорно-дроссельному плунжеру, верхняя часть которого выполнена в виде полого цилиндра 2, а нижняя — представляет собой профилированное тело вращения 3, переходящее затем в цилиндр 4.

Цилиндрическая часть плунжера перемещается внутри толстостенного стакана 5, приваренного к крышке 6 рассматриваемого клапана. Профилированная часть плунжера перекрывает диффузорное седло 7, входящее в корпус 1. Выходной патрубок 8

Рис. 1. Угловой дроссельно-регулирующий клапан



также представляет собой два конических диффузора с увеличивающимся по ходу потока углом раскрытия. Для уменьшения осевых усилий, действующих на шток 9, использована система разгрузки, обеспечивающая выравнивание давлений между внутренней полостью клапана I и пространством II за плунжером. С этой целью нижняя часть штока 9 выполнена в виде полого цилиндра 10, играющего роль разгрузочного клапана и перекрывающего в закрытом положении разгрузочное седло 11. В начальный момент при подъеме штока в пределах свободного хода цилиндра 10 происходит соединение между собой полостей I и II.

Поскольку площадь отверстия в седле разгрузочного клапана значительно больше площади кольцевого зазора между цилиндром 2 и внутренней поверхностью стакана 5, то время выравнивания давлений между полостями I и II оказывается очень малым, и когда верхняя торцевая часть цилиндра 10, упираясь в гайку 12, начнет поднимать плунжер, осевое усилие на штоке 9 уже оказывается небольшим. Это усилие будет определяться степенью снижения давления на обтекаемой поверхности плунжера относительно давления в полости I и проекцией этой площади на плоскость, перпендикулярную продольной оси клапана.

Рассматривая движение рабочей среды в проточной части этого клапана, необходимо отметить, что уже во входном сечении седла 7 возникает отрыв потока от его стенки, так как здесь имеет место угловой излом обтекаемой поверхности в месте посадки плунжера на седло. По этой причине возникает

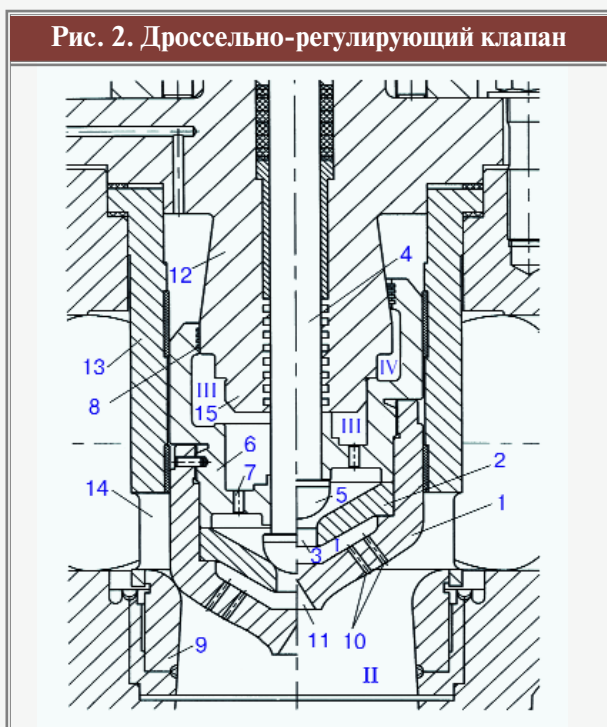
отрыв потока и с поверхности плунжера. Кроме того, за торцевой частью цилиндра 4 плунжера образуется «мертвая» зона, где возникают дискретные вихревые образования, периодически сносимые потоком в диффузорный канал выходного патрубка клапана. Описанный характер течения приводит в конечном счете к повышенному гидравлическому сопротивлению и сопровождается высоким уровнем пульсаций давления. Уровень этих пульсаций достигает в ряде случаев 10% от начального давления среды. Соответственно возрастают динамические усилия на штоке клапана и оказывается весьма большим уровень вибрации корпуса клапана.

Для устранения отмеченных недостатков необходимо в первую очередь серьезно изменить характер течения в проточной части клапана и ввести в конструкцию систему аэродинамического демпфирования нестационарных сил, действующих на обтекаемую поверхность плунжера. Именно эти изменения и были выполнены в рассматриваемом далее новом клапане.

2. Новый дроссельно-регулирующий клапан

Представленный на рис. 2 клапан, так же как и клапан ЧЗЭМ (Рис. 1), имеет литой корпус с двусторонним подводом пара. Внутри корпуса расположен плунжер 1, обтекаемая поверхность которого спрофилирована таким образом, чтобы на его полном открытии совместно с входным участком седла 9 образовывался плавный кольцевой конфузурный канал. В отличие от предшествующего клапана вся стандартная система разгрузки сдвинута внутрь плунжера, где и располагается седло 2 разгрузочного клапана 5, выполненного совместно со штоком 4. Клапан 5 в закрытом состоянии перекрывает разгруженное цилиндрическое отверстие 3 в седле 2. Цилиндрическая часть плунжера 1 на резьбе соединена с фигурной втулкой 6, прижимающей седло 2 и внутренней торцевой поверхности плунжера 1 и обеспечивающей необходимый свободный ход разгрузочного клапана 5. В верхней части втулки 6 на её внутренней поверхности выполнены поперечные проточки 8, образующие совместно с цилиндрической поверхностью буксы 12 лабиринтное уплотнение.

Рис. 2. Дроссельно-регулирующий клапан



При открытии разгрузочного клапана 5 полости I, II и III через отверстия 7, 3 и отверстия перфорации 10 на обтекаемой поверхности плунжера оказываются связанными между собой. В результате происходит практически полное выравнивание давлений в этих полостях и дальнейший подъем плунжера происходит уже при небольших осевых усилиях на штоке. Важным моментом в конструкции рассматриваемого клапана является выделение специальной демпферной камеры III и соединение внутреннего пространства клапана с его проточной частью не через центральное отверстие 3, а через два пояса отверстий перфорации 10. В этом случае при малых подъемах плунжера, когда на клапан действуют максимальные перепады давлений, обеспечивается более глубокая разгрузка от осевых усилий, а наличие демпферной камеры I ведет к резкому снижению динамических сил на штоке даже при больших пульсациях давления в потоке рабочей среды.

Вместе с тем глубокая разгрузка плунжера при больших его подъемах может привести к развитию автоколебаний в пределах свободного хода разгрузочного клапана. Для предотвращения этого явления при 50-55% открытии плунжера нижняя коническая часть 15 плунжера 12 перекрывает доступ пара к системе разгрузки клапана, и в полости IV устанавливается начальное давление среды, обеспечивающее надежное прижатие всех подвижных частей клапана к головке штока 4.

Плунжер 1 совместно с втулкой 6 перемещается внутри стакана 13, который своей нижней частью упирается в седло 9, надежно удерживает его от возможного осевого смещения. Для подвода пара к седлу в стакане 13 выполнены специальные окна 14.

Рассмотренные изменения позволили существенно снизить динамические силы на штоке, уменьшить вибрацию корпуса, снизить гидравлическое сопротивление до 2% от начального давления рабочей среды, поднять коэффициент расхода до $\mu = 0,93$ и, в конечном счете, обеспечить длительную и надежную работу клапана.

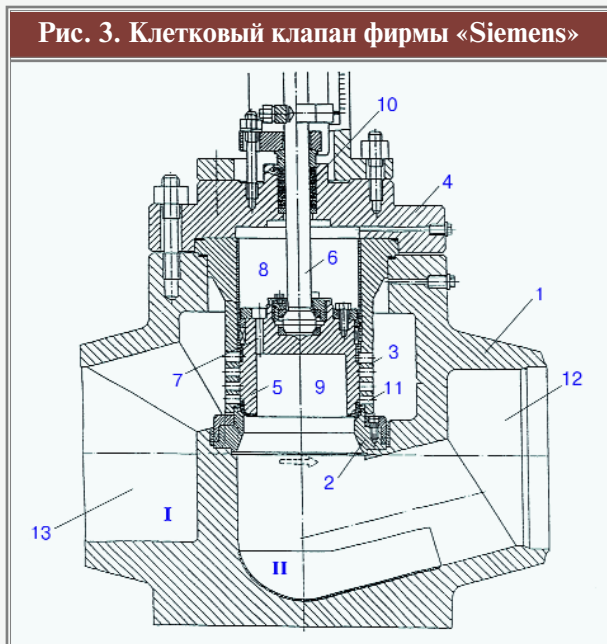
Аналогичные результаты были получены и при разработке нового проходного клеткового клапана на базе уже существующей конструкции, разработанной фирмой «Siemens» совместно с ЧЗЭМ.

3. Клетковый клапан фирмы «Siemens» и особенности движения рабочей среды в его проточной части

Приведенный на рис. 3 клапан создан в рамках международного проекта TACIS R1. 02 / 94 D и предназначен для установки на линии питательной воды атомной станции. Клапан имеет точеный корпус 1, внутри которого располагается седло 2 и перфорированный цилиндр 3, упирающийся нижней частью в седло 2. Сверху этот цилиндр прижимается крышкой 4. Внутри цилиндра 3 располагается поршневой затвор 5, соединенный со штоком 6. Для разгрузки от осевых усилий в донной части затвора 5 имеются отверстия 7, обеспечивающие при всех положениях затвора выравнивание давлений в полостях 8 и 9. В крышке клапана 4 располагается сальник 10, предотвращающий протечку рабочей среды вдоль штока 6. При подъеме затвора 5 открываются отверстия 11 в нижней части цилиндра 3, и вода через эти отверстия поступает к выходному патрубку 12, совершая при этом 2 поворота на 90°.

С точки зрения гидравлики вся проточная часть клапана выполнена неудовлетворительно, так как здесь полностью нарушен принцип плавного сопря-

Рис. 3. Клетковый клапан фирмы «Siemens»



жения проходных участков в проточной части. В результате уже во входном патрубке 13 образуется замкнутая область вихревого течения I, нарушающая стабильность подвода рабочей среды к отверстиям перфорации на цилиндре 3. Эти отверстия нарушают сплошность течения, разрывая поток на отдельные радиальные струи. Их взаимодействие внутри цилиндра 3 генерирует крупномасштабную турбулентность, вызывающую повышенную вибрацию поршневого затвора 5 и рост динамических сил на штоке 6. Неорганизованный поворот потока внутри цилиндра 3 на 90° относительно поперечной оси также является причиной дополнительных динамических нагрузок на все элементы клапана. Вторичный поворот потока на 90° в направлении выходного патрубка 12 ведет к образованию циркуляционного течения в области II и формированию двух парных вихревых шнуров, выходящих в последующий трубопровод. Основная часть рабочей среды движется вдоль нижней поверхности выходного патрубка, а его верхняя часть оказывается в области возвратного течения.

Описанная картина хорошо иллюстрируется расчетной векторной диаграммой, полученной на плоской модели клапана и приведенной на рис. 4*. Во входном патрубке при подходе к поршневому затвору имеет место ускорение потока, а в области поперечной перегородки образуется «мертвая зона» I, где возникают дискретные вихревые образования. В верхней части входного патрубка наблюдается область возвратного течения. Скорость потока достигает максимальных величин на отверстиях перфорации. Внутри поршневого затвора при смешении струй, вытекающих из отверстий перфорации, течение имеет сложную вихревую структуру. После затвора вблизи вертикальной стенки образуется область II замкнутого вихревого движения, а основной поток движется вдоль нижней стенки, занимая при этом примерно $1/3$ общей проходной площади. Остальные $2/3$ этой площади заняты возвратным течением. Соответственно вблизи нижней стенки локальные скорости потока оказываются существенно выше среднерасходных значений.

В целом рассмотренная расчетная картина течения полностью соответствует проведенному каче-

* Расчеты проведены к.т.н. Ермолаевым В.В.

Рис. 4. Векторная диаграмма



ственному анализу течения в натурном клапане, показанному на рис. 3. Соответственно, при установке таких клапанов на трубопроводах питательной воды возникли серьезные эксплуатационные трудности, обусловленные в первую очередь высоким уровнем вибрации как самого клапана, так и последующего трубопровода. Одновременно была отмечена высокая общая нестабильность течения, не позволяющая надежно контролировать расход рабочей среды в трубопроводе.

Проведенные измерения вибрации на нижней части бугелей всех четырех установленных на Балаковской АЭС клапанов рассматриваемого типа показали, что уровень виброскоростей составил около 8 мм/с [1]. На нитках трубопроводов уровень виброскоростей превысил допустимый с точки зрения надежности уровень ($> 20 - 25 \text{ мм/с}$). Это обстоятельство потребовало срочного поиска мер, направленных на снижение вибрации как на клапане, так и на последующем трубопроводе.

4. Пути снижения вибрации оригинального клеткового клапана фирмы «Siemens» и последующих трубопроводов

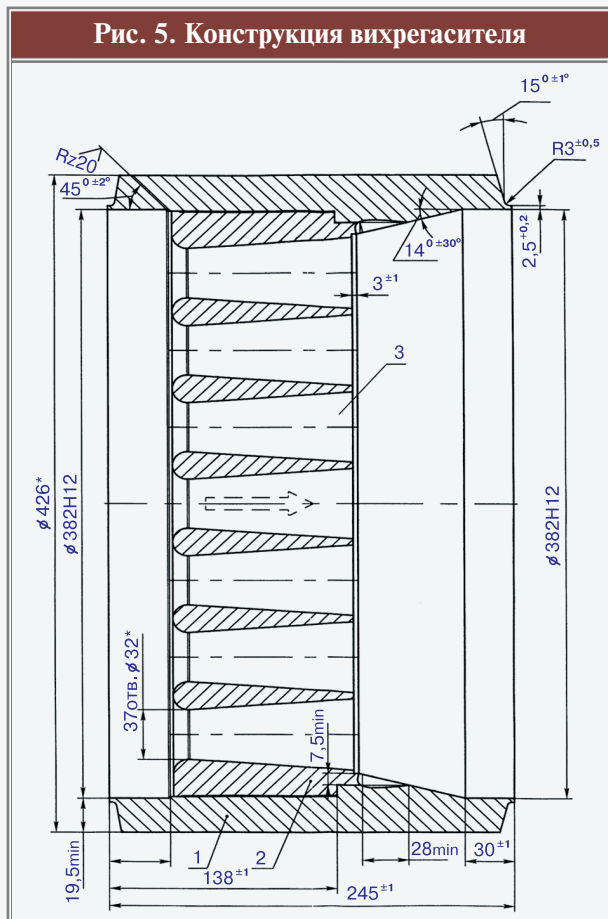
Как уже отмечалось, причиной повышенной вибрации рассматриваемого клапана и последующего трубопровода является сложный характер течения рабочей среды в его проточной части.

Без конструктивных изменений снизить вибрацию клапана нельзя. Однако, уменьшить его влияние на вибрацию последующего трубопровода можно, если установить за клапаном гидродинамический фильтр, не пропускающий в трубопровод низкочастотные пульсации давления. По существу, роль такого фильтра внутри клапана играет перфорированный цилиндр 3 (Рис. 3.), который разрушает крупные вихревые образования, возникающие во входном патрубке.

Аналогичный результат может быть получен и при установке за клапаном перфорированного диска или диска, в теле которого выполнены каналы в виде сопел Лавала. Конструкция такого вихрегасителя приведена на рис. 5. Здесь в трубе 1 располагается диск 2, имеющий 37 конусных отверстий 3. Суммарная минимальная площадь этих отверстий оказалась почти в четыре раза меньше проходной площади трубы 1. Другими словами, подобный вихрегаситель сильно уменьшает геометрическую проходную площадь, но при степени расширения каждого конусного отверстия, равного 2, отрицательный эффект пережатия канала заметно снижается.

Результаты теоретических расчетов показывают, что при установке рассматриваемого экрана за ним в трубе исчезают области с возвратным течением рабочей среды и происходит заметное снижение гидравлического сопротивления трубопровода.

Рис. 5. Конструкция вихрегасителя



Сказанное иллюстрируется векторной диаграммой скоростей в проточной части клапана, вихрегасителя и последующего трубопровода, приведенной на рис. 6**. Если непосредственно в проточной части клапана качественно картина течения изменилась мало, то за вихрегасителем неравномерность поля скоростей существенно снизилась и исчезли области возвратного движения. На приведенном рисунке также хорошо видно изменение поля скоростей и перед виброгасителем. Произошло заметное снижение циркуляционного течения непосредственно в выходном патрубке клапана за счет переноса этой области в часть трубы, расположенной перед каналом вихрегасителя.

Натурные испытания подтвердили факт резкого снижения пульсаций давления в рабочей среде за вихрегасителем. Их величина снизилась почти в два раза при сохранении и даже некотором снижении суммарного гидравлического сопротивления клапана и последующего трубопровода. Естественно, снижение пульсаций давления привело и к уменьшению вибрации трубопровода питательной воды.

Подробные исследования различных модификаций клапана проводились в лабораториях ЧЗЭМ и

Рис. 6. Векторная диаграмма



** Рисунок 6 получен к.т.н. Ермолаевым В.В.

фирмы «Siemens». При этом в качестве базы для сравнения использовались данные испытания оригинального клапана (Рис. 3). Были исследованы следующие варианты :

1. Исходный клапан с вихрегасителем, чертеж которого приведен на рис. 5.

2. Исходный клапан с дисковым перфорированным вихрегасителем.

3. Модифицированный клапан, отличающийся от оригинальной конструкции тем, что на цилиндре 3 (Рис. 3) сквозная перфорация была выполнена отверстиями, диаметром 10 мм. (На оригинальном цилиндре эти отверстия имели диаметр 20 мм).

4. Исходный клапан с измененной формой затвора 5 (Рис. 3). В данном случае в свободную цилиндрическую полость затвора была вставлена фасонная заглушка.

5. Исходный клапан с фасонной заглушкой затвора и дисковым перфорированным вихрегасителем.

6. Модифицированный клапан с уменьшенными отверстиями перфорации на цилиндре 3 (Рис. 3) и дисковым перфорированным вихрегасителем.

Результаты проведенных испытаний сводятся к следующему [2, 3].

При установке дискового вихрегасителя с конусными отверстиями произошло очень сильное снижение пульсации массы среды в трубопроводе и сильно увеличилась частота этих пульсаций. Как и следовало ожидать, вибрация самого клапана осталась практически на исходном уровне, так как вихрегаситель не меняет характера течения среды в области запорного органа.

В принципе, аналогичным образом должен действовать и вихрегаситель с цилиндрическими отверстиями. Однако, как показали опыты, его эффективность оказалась заметно ниже как по уровню снижения пульсаций массового расхода, так и по степени увеличения частоты пульсаций.

Попытка решить проблему только путем уменьшения отверстий перфорации на цилиндре 3 (Рис. 3) не привела в конечном счете к положительному результату. Действительно, подобная мера ведет к снижению энергии струй, пересекающихся во внутренней части цилиндра 3 после прохождения отверстий перфорации. Соответственно, снижается интенсивность вихревого движения под поршневым затвором 5. Одновременно меняется и структура потока за клапаном, но характер течения после запорного органа практически не меняется. В результате при переходе к новому цилиндру 3 снизилась вибрация на бугеле клапана, но по сравнению с оригинальным клапаном выросла пульсация массового расхода среды за ним.

Интересно отметить, что аналогичный результат был получен и при испытании исходного клапана с фасонной заглушкой, установленной в затвор 5 (Рис. 3). В этом случае устраняется вихреобразование в цилиндрической полости поршневого затвора и снижается уровень динамических нагрузок, действующих на этот затвор.

Положение существенно изменилось в лучшую сторону, когда оригинальный клапан с фасонной заглушкой в затворе был испытан с дисковым перфорированным вихрегасителем. Было отмечено заметное снижение пульсаций массового расхода среды, уменьшение вибрации клапана и увеличение частоты пульсаций давления. Наконец, максимальный положительный эффект удалось получить при установке дискового перфорированного виброгасителя за

модернизированным клапаном, у которого на цилиндре 3 (Рис. 3) была выполнена сквозная перфорация с уменьшенным диаметром отверстий. Здесь было отмечено наибольшее снижение вибрации клапана при почти двойном уменьшении пульсаций массового расхода и давления. В научном плане эти результаты представляют особый интерес, так как указывают на тесную связь между собой двух независимых воздействий на исходный характер течения в проточной части клапана. Как уже отмечалось выше, только уменьшение диаметров отверстий на цилиндре 3 (Рис. 3) приводит к локальным изменениям в области затвора клапана. Также небольшой эффективностью обладает и дисковый перфорированный вихрегаситель. Однако, при одновременном использовании указанных двух элементов их воздействие на характер движения среды в пристеночной части клапана оказалось максимальным.

Проведенные испытания, а также теоретические расчеты показали, в каком направлении необходимо менять проточную часть рассматриваемого клапана для создания аэродинамически совершенной конструкции, полностью удовлетворяющей современным эксплуатационным требованиям.

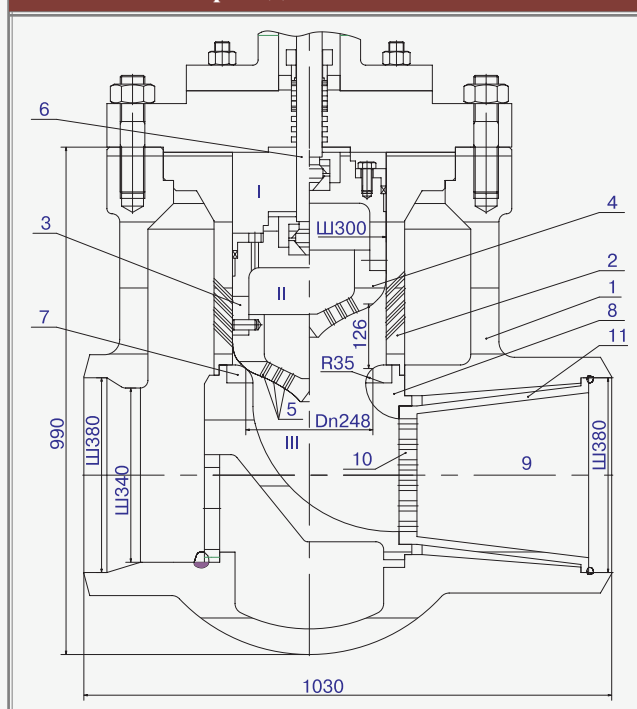
5. Новый клетковый клапан и результаты его исследования

Анализируя характер движения рабочих сред в проходных клапанах, следует отметить, что здесь добиться низкого гидравлического сопротивления при сохранении низкого уровня пульсаций давления значительно сложнее, чем в клапанах углового типа, где поток поворачивается только на 90° . В проходных клапанах в крайне стесненных условиях рабочая среда дважды поворачивается на 90° . Каждый такой поворот предельно искажает поле скоростей и порождает как дискретные вихревые образования, так и сплошные вихревые шнуры [4]. В результате, если не учитывать особенностей движения сред при изменении направления их движения, неизбежно возникают серьезные эксплуатационные проблемы, которые и были отмечены при вводе в эксплуатацию клеткового клапана фирмы «Siemens».

С помощью отмеченной выше частичной модернизации, состоящей в замене перфорированного цилиндра 3 (Рис. 3) новым с меньшими отверстиями перфорации, и установки дискового перфорированного вихрегасителя, удалось добиться сравнительно приемлемых для эксплуатации клапана результатов. Однако, уровень вибрации в нижней части бугеля клапана оказался выше, чем у обычного шиберного клапана, поскольку проведенная частичная модернизация практически не изменила характера течения в неизменной проточной части клапана.

В этой связи нами был разработан проходной клетковый клапан, продольный разрез которого показан на рис. 7. Его корпус 1 выполнен литым, что позволило изменить входной патрубок и обеспечить равномерный подвод питательной воды к перфорированному цилиндру 2. Принципиальным образом изменился и запорный орган. Во внутреннюю полость поршня 3 была запрессована профилированная головка 4, имеющая три пояса сквозной перфорации 5. С ее помощью обеспечивалось выравнивание давлений между полостями I, II и III. Кроме того, принятая система перфорации обеспечивала выравнивание давлений в окружном направлении и совместно с внутренним пространством II поршня 3 являлась эффективным аэродинамиче-

Рис. 7. Проходной клетковый клапан



ским демпфером, существенно снижающим уровень динамических сил, действующих на шток 6.

Профилированная головка 4 затвора совместно с входным участком седла 7 при подъеме затвора образует осесимметричный кольцевой канал. Непосредственно к седлу 7 примыкает поворотное колено 8, где поток после затвора поворачивается на 90° . При таком повороте неизбежно возникают два парных вихря, существенно меняющих весь характер течения в выходном патрубке 9 и являющихся генератором сильных низкочастотных пульсаций давления в потоке. Для снижения отрицательного влияния указанных вихревых шнуров на их пути за коленом 8 располагается дисковый перфорированный вихрегаситель 10, соединенный с коническим диффузором 11. За диффузором имеет место внезапное небольшое расширение проходной площади, определяемое присоединительным диаметром выходного патрубка клапана.

Подобная организация течения позволила примерно в два раза снизить по сравнению с исходным клапаном коэффициент сопротивления и уменьшить уровень вибраций как самого клапана, так и последующего трубопровода до уровня, характерного для полностью открытых шиберных задвижек. В данном случае увеличенная внутренняя камера подвода рабочей среды к цилиндру 5 практически исключает появление сильных пульсаций давления в этой части камеры, так как все проходные площади здесь на порядок больше суммарных проходных площадей отверстий на цилиндре 5.

Литература

1. Протокол от 27.12.2001 г. № 46 вибрационного обследования РУ ПГ Блок № 4 согласно РП. 4. RL. ТЦ-2/136.
2. Протокол от 05.08.2002 г. № 51 вибрационного обследования РУ П2 Блок № 4
3. Zanner G., Reichenbach D. Flow Pulsation Downstream the Scaled Model Test Valve with Modifications. Referat NDM4/2001/en/0085.
4. Дейч М.Е., Зарянкин А.Е. Диффузоры и выхлопные патрубки паровых турбин. М.: Энергия. 1970.