

УДК 681.523:532.5

Г. С. ПЕРМЯКОВ, Д. В. ЦЕЛИЩЕВ

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТА СТАБИЛИЗАЦИИ РАСХОДА В СТРУЙНЫХ ЭЛЕМЕНТАХ

Рассматривается актуальная проблема влияния гидродинамической кавитации на эффект стабилизации расхода в струйных элементах. Дано физическое описание причин возникновения явления. *Кавитация; стабилизация расхода; число кавитации; двухфазная среда; моделирование.*

В некоторых случаях при движении жидкости в гидросистемах сложных технических объектов спецтехники, в том числе электрогидравлических рулевых приводах регулируемых двигательных установок происходят явления, связанные с изменением агрегатного состояния жидкости, т. е. с превращением ее в пар, а также с выделением из жидкости растворенных в ней газов.

Местное закипание жидкости, обусловленное местным падением давления в потоке, с последующей конденсацией паров в области повышенного давления называется кавитацией.

Кавитация в обычных условиях является нежелательным явлением и ее не следует допускать в трубопроводах и других гидравлических системах. При возникновении кавитации значительно возрастает сопротивление трубопроводов и, следовательно, уменьшается их пропускная способность.

Обычно стремятся к тому, чтобы кавитацию в гидравлических системах не допускать. Но иногда это явление может оказаться полезным. При правильном использовании явления кавитации оно может быть применимо в так называемых кавитационных регуляторах расхода.

В данной статье исследуется струйный элемент типа «сопло-сопло», реализующий положительное влияние эффекта кавитации на статические характеристики кавитационного регулятора расхода.

Контактная информация: (347) 273-09-44

Исследования выполнены в соответствии с планом работ по гранту «Разработка методов расчета и совершенствование рулевых приводов ракетных двигателей» федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на период 2009–2013 гг.

1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА

Кавитация сопровождается характерным шумом, а при длительном ее воздействии также эрозионным разрушением металлических поверхностей. Последнее объясняется тем, что конденсация пузырьков пара происходит со значительной скоростью, частицы жидкости, заполняющие полость конденсирующегося пузырька, устремляются к его центру и в момент завершения конденсации вызывают местный гидравлический удар, т. е. значительное местное повышение давления. Разрушение материала при кавитации происходит не там, где выделяются пузырьки, а там, где они конденсируются.

Кавитация может возникать во всех устройствах, где поток претерпевает местное сужение с последующим расширением, например, в кранах, вентилях, задвижках, диафрагмах, жиклерах и т.д.

Кавитация может иметь место в гидравлических машинах (насосах и гидротурбинах), а также на лопастях быстровращающихся гребных винтов. В этих случаях следствием кавитации является резкое снижение коэффициента полезного действия машины, а затем постепенное разрушение ее деталей, подверженных воздействию кавитации.

Анализ литературы [1–4] позволил выявить особенности работы устройств, использующих положительное влияние эффекта кавитации на их статические характеристики в части возникновения явления стабилизации расхода на выходе из устройства и независимости последнего от давления нагрузки.

Так, в [1] исследуется регулятор расхода, представляющий собой последовательно соединенные кран, стеклянную трубку, которая сначала плавно сжимает поток, а затем еще более плавно его расширяет, и кран, через который поток истекает в атмосферу.

Принцип действия регулятора основан на явлении кавитации, возникающей в узком сечении устройства. Регулятор позволяет при снижении давления на выходе из устройства от критического давления, соответствующего началу кавитации в узком сечении, до атмосферного давления при полностью открытом выходном кране, стабилизировать расход на выходе. Таким образом, расход через устройство перестает зависеть от давления на выходе в диапазоне изменения противонагрузки $0-0,765 P_{\max}$.

Другим устройством, использующим принцип стабилизации расхода, является струйный стабилизатор скорости гидропривода, описанный в [2]. Устройство основано на использовании струйного элемента типа «сопло-сопло» в виде струйной трубки, расположенного напротив подвижного дефлектора. По словам авторов, эффект стабилизации расхода позволяет получить независимость скорости исполнительного гидродвигателя от нагрузки в довольно широком диапазоне изменения $0-70\%$.

Анализ влияния кавитационных течений в высоконапорных струйных элементах на статические и динамические характеристики рулевых приводов летательных аппаратов рассматривался в работах [3, 4]. Авторы работ приходят к выводу, что наличие кавитационных явлений в гидрораспределителе рулевого привода приводит к значительно большим скоростям и ускорениям исполнительного гидродвигателя, независимости перепадов давлений в гидродвигателе от изменяющейся во времени нагрузки в диапазоне $0-70\%$.

Анализ работ в исследуемой области показал, что эффект стабилизации расхода в наибольшей степени определяется сложными явлениями гидродинамической кавитации, протекающей в проточной части анализируемых устройств.

2. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Сложность разработки теории и методологии проектирования гидропривода, использующего струйный стабилизатор расхода, состоит в том, что практически отсутствуют исследования кавитационных процессов в высокоскоростных затопленных струях, распространяющихся в камерах ограниченных размеров.

В литературе нет однозначной трактовки структуры кавитационных явлений. Основные положения гидродинамической кавитации основаны на эмпирических данных, обобщение

которых затруднено значительным влиянием конструктивных размеров исследуемых проточных частей местных сопротивлений на кавитационные процессы.

В настоящее время на кафедре прикладной гидромеханики ГОУ ВПО УГАТУ ведутся работы, направленные на получение достоверных теоретических и экспериментальных данных, связанных с эффектом кавитации и его применением в различных областях промышленности.

Для проведения экспериментальных исследований локализованных кавитационных течений подготовлен автоматизированный стенд «Гидродинамическое моделирование высокоскоростного многофазного течения жидкости», позволяющий осуществлять параметрическое и визуальное исследование течения жидкости через струйные элементы.

Экспериментальные исследования струйного стабилизатора расхода проводились на автоматизированном стенде «Диагностика и идентификация гидросистем».

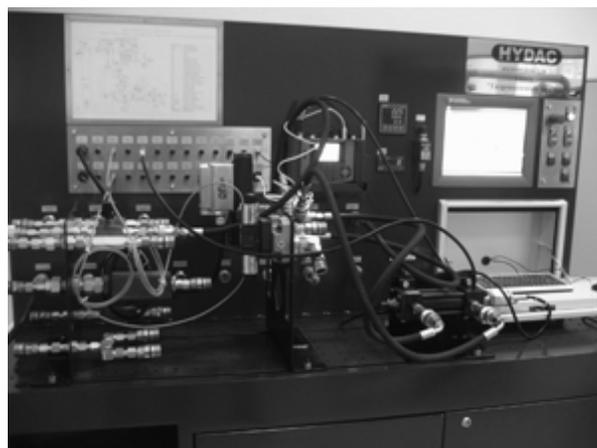


Рис. 1. Автоматизированный стенд «Диагностика и идентификация гидросистем»

Имитационное моделирование явления кавитации осуществлялось в программной среде вычислительной гидродинамики ANSYS CFX.

Численное и экспериментальное исследование было направлено на изучение и подтверждение существования эффекта стабилизации расхода с использованием методов имитационного моделирования и стендовых испытаний струйного стабилизатора расхода. Исследования также позволили провести физическое описание процессов, протекающих в струйных элементах.

3. МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ

Сопоставление результатов, полученных исследователями в данной области [1, 2], позволяет выдвинуть следующую гипотезу: при наличии в рабочей жидкости достаточного количества кавитационных пузырьков в районе стенок приемного сопла струйного элемента может образовываться зона с развитыми кавитационными явлениями (рис. 2). Для этой зоны характерно локальное изменение давления, связанное с процессами схлопывания пузырьков. При высоких давлениях нагрузки в магистрали наблюдаются интенсивные обратные течения. Обратные струи, движущиеся по периферии основной струи, стремятся выйти в сливную камеру. Однако теперь они вынуждены преодолевать кавитационную зону. Если противодействие в приемном сопле недостаточно, то обратная струя данную зону преодолеть не может и вынуждена вместе с основной струей жидкости оказывать сопротивление давлению нагрузки, т. е. наличие кавитационной области позволяет предотвратить выход обратных струй в сливную камеру и стабилизировать расход через устройство.

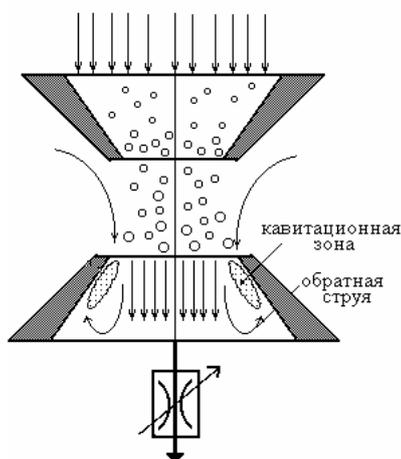


Рис. 2. Кавитационная область в приемном сопле

Различные авторы, исследуя данный эффект, не вдаются в подробности касательно физического описания причин возникновения явления. Однако исследователи [1, 2] подтверждают определяющее влияние гидродинамической кавитации на эффект стабилизации расхода. Струйный стабилизатор расхода, изображенный на рис. 3, используется также в двухкаскадных рулевых гидромашинах (струйный гидроусилитель – золотник), разработанных в Государственном ракетном центре.

Была составлена расчетная схема данного стабилизатора расхода, исследуемая в пакете

прикладных программ вычислительной гидродинамики ANSYS CFX, с использованием пакетов твердотельного проектирования SolidWorks и ANSYS Design Modeller. В расчетной схеме исследовалось установившееся течение двухфазной среды. Имитационное моделирование осуществлялось на основании модели многофазных течений Эйлера и $k-\varepsilon$ -модели турбулентности. В качестве жидкости было использовано масло АМГ-10 при температуре 25 °С. В качестве газообразной фазы – пар АМГ-10. Расчетная сетка состояла из 3 650 000 ячеек. Течение рассчитывалось с физическим масштабированием времени при неизменных параметрах потока при следующих допущениях: течение являлось изотермическим, шероховатость поверхностей не учитывалась. В качестве граничных условий были использованы следующие параметры: на входе – постоянный расход 21,7 л/мин, на выходе абсолютное давление 0,7 МПа. В сливной камере осуществлялось подавливание избыточным давлением 0,7 МПа.

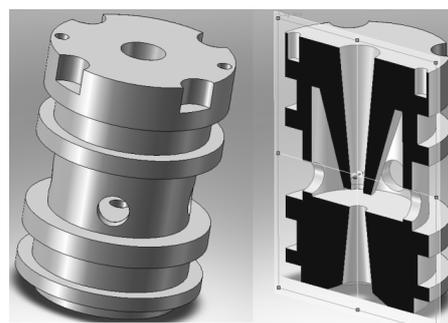


Рис. 3. Струйный стабилизатор расхода

На рис. 4 приведены результаты численного расчета струйного стабилизатора расхода, представлено изменение поля давления и изменение абсолютного давления по оси стабилизатора.

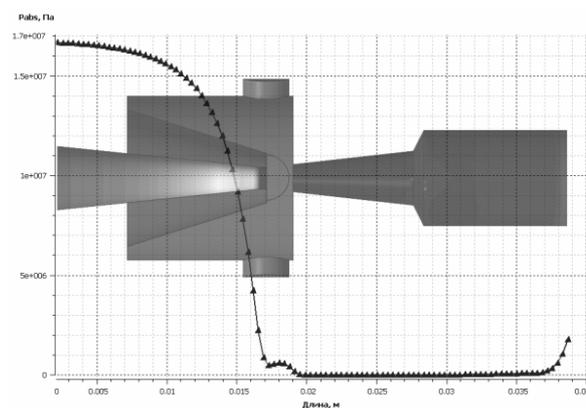


Рис. 4. Изменение абсолютного давления по оси устройства

Как видно из рис. 4, максимальное давление имеет место в напорном сопле и достигает 16,8 МПа. Далее по мере сужения напорного сопла местное давление снижается вследствие роста скорости течения и приобретает свое минимальное значение на срезе сопла, равное 0,47 МПа. Далее при входе струи в струйную камеру давление повышается до давления в сливной камере, равного 0,7 МПа. После входа струи в диффузор приемного сопла местное давление снижается до давления насыщенных паров жидкости, равного 1800 Па и остается таковым на всем протяжении приемного сопла. Давление на выходе из устройства задавалось граничными условиями и составляло 0,7 МПа.

На рис. 5 представлено распределение полей скоростей и изменение скорости течения жидкости по оси стабилизатора. Как видно из рис. 5, средняя скорость при входе в напорное сопло составляет чуть более 21 м/с. Далее по мере сужения напорного сопла скорость жидкости возрастает и на срезе сопла составляет 182 м/с. После выхода основной струи из напорного сопла кинетическая энергия и профиль струи сохраняются на протяжении 10–11 калибров, что хорошо согласуется с теорией затопленных струй. После входа струи в диффузор приемного сопла скорость жидкости достигает своего максимального значения 188 м/с.

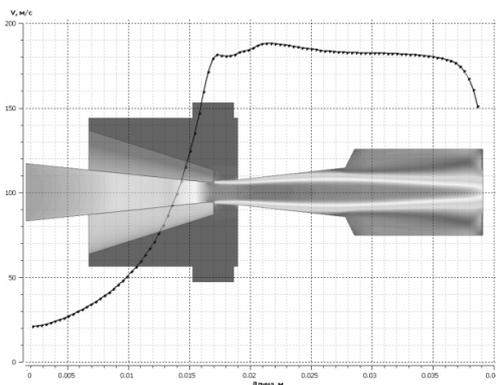


Рис. 5. Изменение скорости течения жидкости по оси устройства

Далее при входе струи в струйную камеру скорость течения незначительно снижается за счет избыточного давления, действующего на основную струю со стороны сливной камеры, а также вследствие примыкания к ней эжектирующих из сливной камеры потоков. Величина эжекции во многом зависит от конструктивных параметров струйного стабилизатора, в частности от соотношения диаметров напорного и приемного сопел, а также расстояния между ними. На начальных стадиях исследования одним из основных параметров, характери-

зующих кавитацию, принимают число кавитации. Оценим число кавитации для струйного стабилизатора расхода. Как известно, скорость и давление связаны между собой уравнением Бернулли:

$$\frac{P_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} + gZ_1 = \frac{P_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2} + gZ_2 + h_{\text{пот}}, \quad (1)$$

из которого для горизонтального потока (при $Z_1 = Z_2$) можно выделить безразмерный параметр (число кавитации).

$$K := \frac{P_1 - P_{kp}}{\frac{\rho}{2} V_1^2}, \quad (2)$$

где P_{kp} – значение давления, при котором возникает кавитация. Обычно оно принимается равным давлению насыщенных паров жидкости.

Значение K , при котором наступает кавитация, обычно обозначается K_{kp} и соответствует режиму возникновения кавитации. Режим исчезновения кавитации определяется значением K , при котором существующая кавитация прекращается с увеличением давления.

Нестационарность поля давления, обусловленная пограничным слоем, влияние ядер и геометрии тела приводят к тому, что K_{kp} не является постоянной величиной. Значение K_{kp} существенно меняется от объекта к объекту и зависит от газосодержания, масштабных эффектов и т. д. Тем не менее, в первом приближении использование этого параметра для характеристики потока жидкости весьма целесообразно. Изменение числа кавитации по оси устройства представлено на рис. 6. Из него видно, что наименьшие значения числа кавитации имеют место в приемном сопле и в конце напорного, что свидетельствует о высокой вероятности возникновения кавитации в данных областях потока. На рис. 7 изображен изообъем, построенный при $K = 0$, где местное давление в жидкости соответствует критическому значению.

Имитационное моделирование двухфазного течения в струйном стабилизаторе расхода позволяет качественно и количественно оценить явление кавитации. Результаты, приведенные ниже, получены с использованием модели двухфазных течений Эйлера и на основании математической модели динамики сферической каверны Релея – Плессета с учетом вязкости, сил поверхностного натяжения, влияния газа в каверне, близости границ твердой стенки и давления соседних пузырьков.

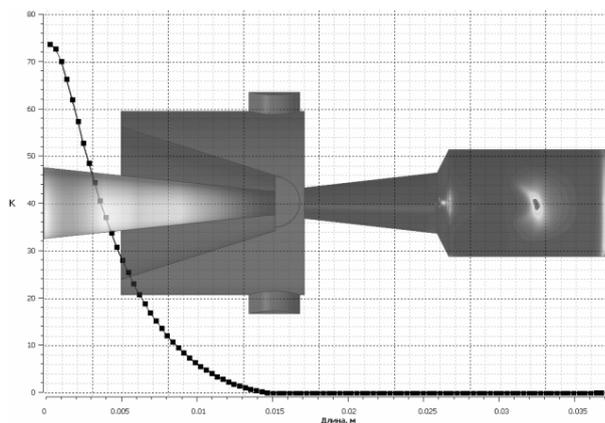


Рис. 6. Изменение числа кавитации по оси устройства

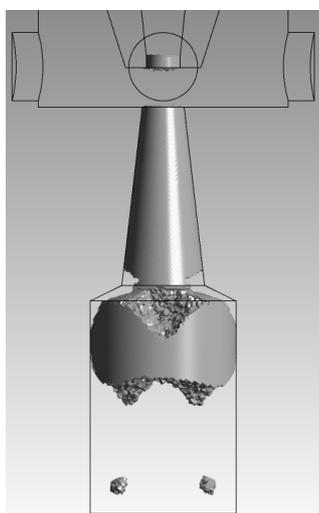


Рис. 7. Число кавитации

На рис. 8 представлена объемная доля газовой фазы, выделившейся из жидкости вследствие кавитации, выраженная в процентах. Из него видно, что образование пара осуществляется в двух локальных областях устройства: на цилиндрической части напорного сопла и в приемном сопле. Наличие кавитации на цилиндрической части напорного сопла объясняется снижением местного давления на кромках сопла до давления насыщенного пара жидкости. Скорость течения жидкости в пограничном слое данной локальной области не превышает 120 м/с. Увлекаемые основной струей пузырьки пара сносятся в сливную камеру, где при повышенном местном давлении они должны замкнуться. Но в силу своей инерционности и вследствие высокой скорости течения 150–180 м/с кавитационные пузырьки, совершая периодические колебания, попадают в приемное сопло.

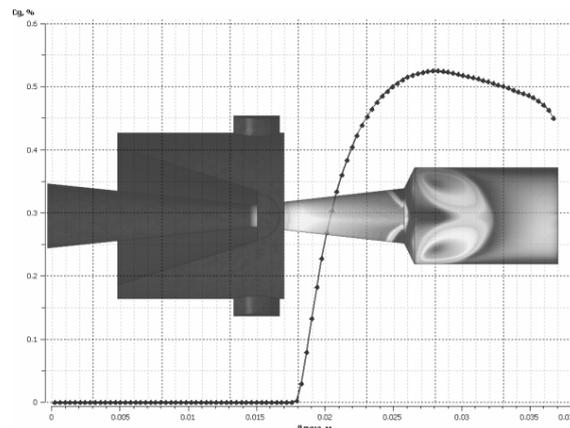


Рис. 8. Изменение объемной доли пара по оси устройства

Условия, создавшиеся в приемном сопле, в еще большей степени способствуют развитию кавитации.

На срезе приемного сопла давление также можно считать сливным, т. е. высокоскоростная затопленная струя, преодолевая сопротивление сливной камеры, на срезе приемного сопла имеет следующие гидростатические параметры: давление, равное давлению в сливной камере 0,7 МПа, скорость, равную скорости на срезе напорного сопла 182 м/с. Как видно из рис. 4, при прохождении струей сливной камеры скорость струи падает незначительно.

Приемное сопло выполнено в виде диффузора. Угол конусности, составляющий 13 градусов, способствует отрыву основного потока от стенок приемного сопла. Результаты численного моделирования показывают, что скорость жидкости в пограничном слое не превышает 30 м/с, скорость пара – 25 м/с. Столь большая разница скоростей на оси струи и в пристеночной области позволяет считать затопленную струю свободной [2].

В силу сложившихся на срезе приемного сопла условий на расстоянии менее 1 калибра от входа местное давление в жидкости снижается до критического значения – давления насыщенных паров. Теперь область пониженного давления гораздо обширнее, нежели при течении через цилиндрический участок напорного сопла. Понижение уровня давления до критического значения приводит к разрыву сплошности жидкости и вызывает бурное выделение газовой фазы (кавитацию). В области стенок приемного сопла образуется зона с развитыми кавитационными явлениями (рис. 9). Объемная доля пара в пристеночном слое достигает своего максимального значения 95,8% на расстоянии 4–5 калибров от входа в приемное сопло. Сложность гидродинамических явлений в при-

емном канале устройства обуславливает характер течения в пограничном слое основной струи. Обратные потоки, формирующиеся на периферийной части основной струи, стремятся выйти из приемного канала в сливную камеру с меньшим давлением (при возрастании давления нагрузки). Однако образование застойной зоны с высоким содержанием кавитирующих пузырьков препятствует выходу обратных потоков и заставляет их совершать полезную работу по преодолению давления нагрузки.

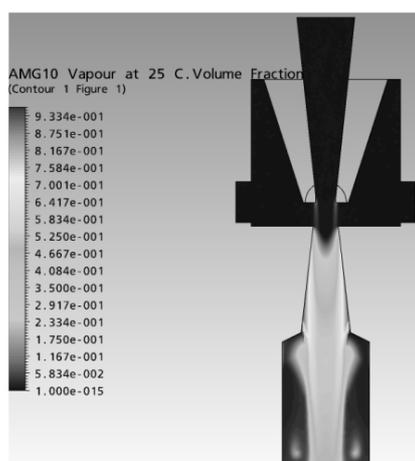


Рис. 9. Распределение объемной доли пара в приемном канале устройства

Образовавшиеся кавитационные пузырьки, заполненные паром, сносятся основной струей ниже по потоку. По мере приближения к выходу из устройства объемная доля газовой фазы в потоке снижается, поскольку при повышении местного давления пузырьки, коллапсируя, растворяются в окружающей жидкости. На рис. 10 показано течение газовой фазы, изображенное в виде полей скоростей пара. Движущиеся с основной струей пузырьки имеют максимальную скорость, равную 93 м/с. В области стенок приемного сопла скорость пузырьков, как было указано выше, невысока и составляет 25 м/с. В пристеночной области формируются обратные течения (вихри). Вихреобразование в пограничном слое снижает скорость основной струи, кинетическая энергия струи переходит в потенциальную энергию давления жидкости.

На рис. 11 приведены результаты имитационного моделирования течения жидкости через стабилизатор расхода при изменяющемся давлении на выходе из устройства. Давление нагрузки менялось в диапазоне 0,7–16,8 МПа. При увеличении давления нагрузки на выходе из стабилизатора вклад обратных струй в картину течений возрастает. Скорость течения в приемной камере падает по причине того, что

основной струе тяжелее преодолевать действие обратных струй и турбулентных потоков в приемной камере.

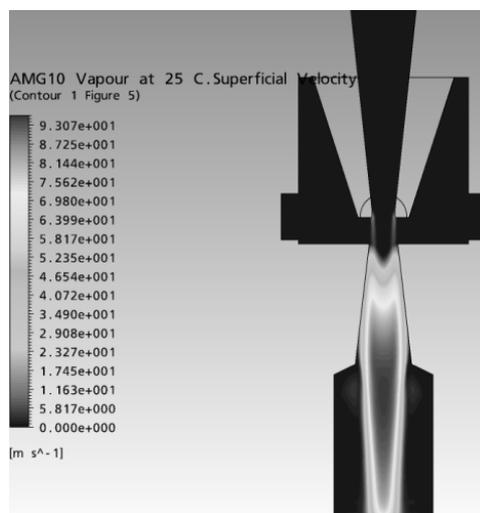


Рис. 10. Скорость течения газовой фазы

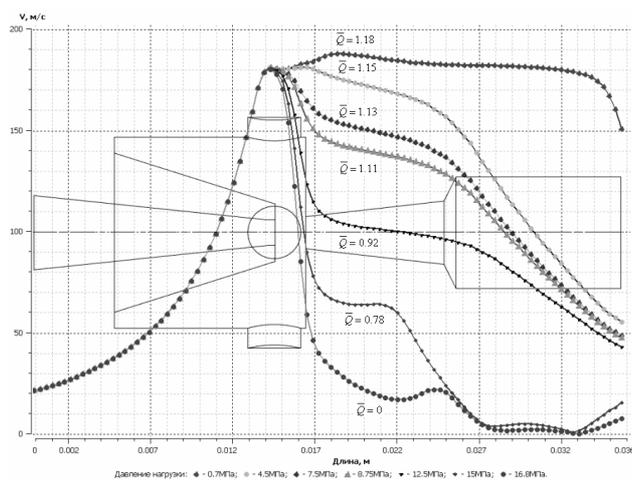


Рис. 11. Зависимость скорости жидкой фазы по оси устройства от давления нагрузки

На рисунке также приведены значения коэффициента расхода $\bar{Q} = Q_H / Q_c$, представляющего собой отношение расхода на выходе из устройства к расходу на входе в напорное сопло. При значениях давления нагрузки, не превышающих 11,8 МПа, коэффициент расхода превышает 1, за счет эжекции жидкости из сливной камеры. Слабая зависимость коэффициента расхода от давления нагрузки, при изменении последнего от 0,7 МПа до 8,75 МПа, подтверждает наличие эффекта стабилизации расхода.

На рис. 12 показана зависимость абсолютного давления по оси устройства от давления нагрузки. Из графиков видно, что давление нагрузки не сказывается на давлении питания.

Давление в напорном сопле не зависит от давления на выходе из устройства, а определяется конструктивными параметрами напорного сопла и расходом через него. Наоборот, давление в приемной камере имеет сильную зависимость от давления нагрузки.

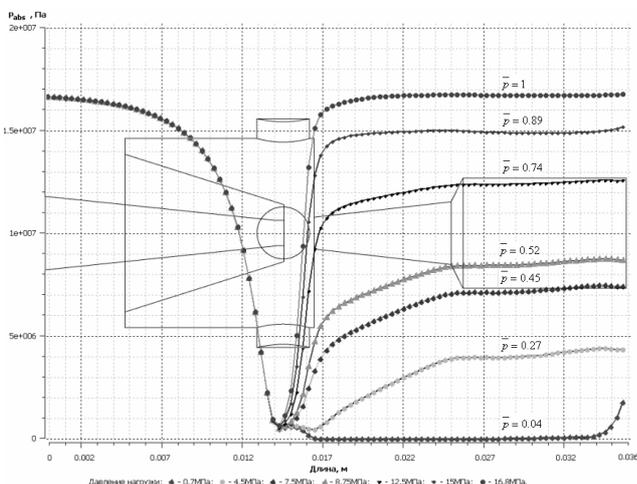


Рис. 12. Зависимость изменения местного давления по оси устройства от давления нагрузки

На рисунке также приведены значения коэффициента давления $\bar{p} = p_H / p_c$, представляющего собой отношение давления нагрузки на выходе из стабилизатора к давлению питания напорного сопла.

При натекании струи на приемный канал при повышающемся давлении в гидрوليнии нагрузки $\bar{p} = 0,89-1,9$, течение в приемном канале локализуется на небольшом расстоянии от среза. При этом почти во всем объеме приемного канала устанавливается высокое давление, близкое к давлению торможения. Локализация течений у входа в приемный канал подтверждена теоретическими и экспериментальными исследованиями [2].

На рис. 13 показано изменение полного давления по оси устройства в зависимости от нагрузки на выходе. Как известно, полное давление складывается из статического и динамического напора. Выравнивание полного давления относительно давления входа осуществляется по мере возрастания давления нагрузки. Прямолинейный участок на графике полного давления обусловлен пропорциональным изменением скорости и давления в потоке. Падающая характеристика полного давления, имеющая место на выходе из устройства, обусловлена более резким снижением скорости потока по сравнению с ростом давления.

Зависимость коэффициента расхода от давления нагрузки является функцией от объемной доли пара в приемной камере устройства. Как было обозначено выше, объемная доля пара в пристеночном слое достигает своего максимального значения 95,8% на расстоянии 4–5 калибров от входа в приемное сопло.

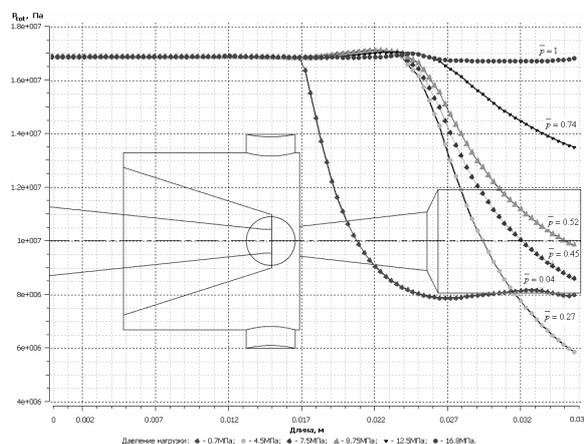


Рис. 13. Зависимость полного давления по оси устройства от давления нагрузки

С увеличением давления нагрузки объемная доля пара в кавитационной зоне снижается, поскольку при повышенном давлении пузырьки вырасти не могут (рис. 14). Кавитационная зона уменьшается в размерах и, при дальнейшем возрастании давления на выходе до 8,75 МПа, она исчезает. Повышение давления нагрузки до 15 МПа сопровождается плавным снижением коэффициента расхода с 1,11 до 0,78 (рис. 15). При давлении нагрузки, соответствующем давлению питания, весь расход, входящий в устройство через напорное сопло Q_c , уходит на слив, коэффициент расхода равен нулю $\bar{Q} = 0$.

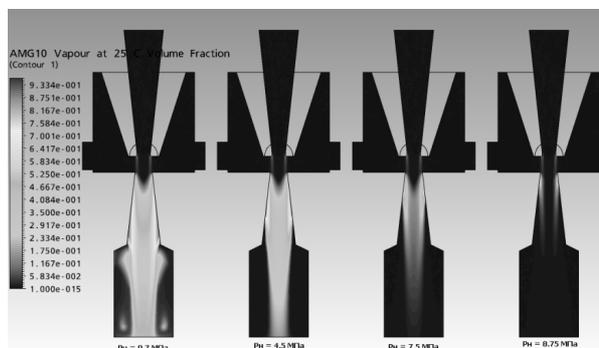


Рис. 14. Снижение объемной доли пара при повышении давления нагрузки с 0,7 МПа до 8,75 МПа

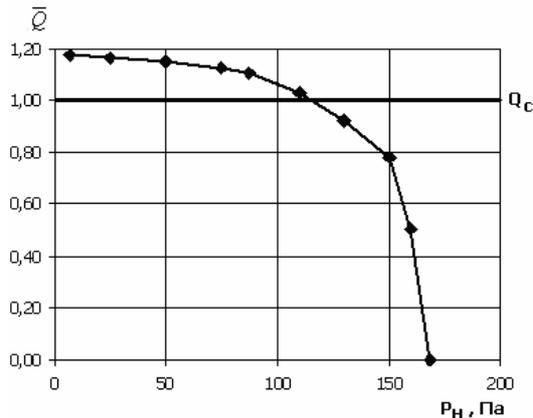


Рис. 15. Зависимость коэффициента расхода от давления нагрузки

Образование застойной зоны с высоким содержанием кавитирующих пузырьков препятствует выходу обратных потоков из приемного канала, что подтверждает гипотезу о влиянии гидродинамической кавитации на существование эффекта стабилизации расхода.

4. ОБСУЖДЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ

На рис. 16 приведены результаты экспериментальных и теоретических исследований струйного стабилизатора расхода. Давление питания составляло 16,8 МПа, конструктивные параметры стабилизатора приведены на рисунке. При небольших перепадах давления расход через приемное сопло Q_H пропорционален перепаду давлений. Невостребованная жидкость уходит в сливную полость.

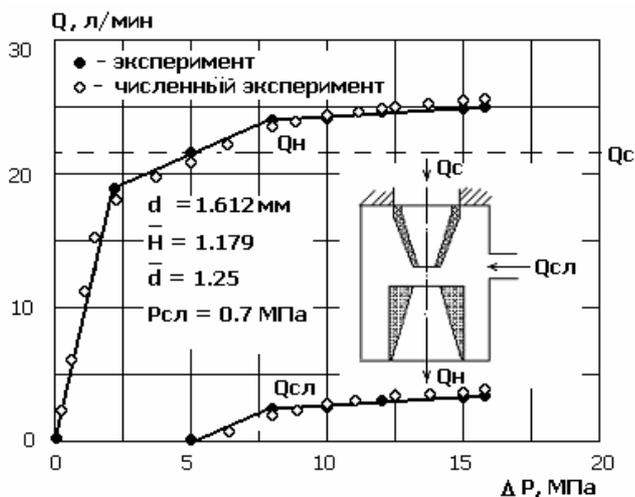


Рис. 16. Экспериментальные исследования струйного стабилизатора расхода

При больших перепадах давления расход через приемное сопло Q_H не зависит от перепада давлений, жидкость дополнительно эжектирует из сливной полости, что приводит к боль-

шему расходу через приемное сопло по сравнению с расходом через напорное сопло Q_c .

Расхождение данных численного и натурального экспериментов не превышают в среднем 5%.

Экспериментально и теоретически установлено, что в полостях струйных элементов наблюдаются сложные вторичные течения, зоны интенсивного вихреобразования и кавитации. Гидродинамические явления в струйных элементах в значительной мере определяют их выходные характеристики. Поэтому при разработке и проектировании струйных устройств необходимо учитывать особенности рабочего процесса и весь комплекс гидродинамических явлений во внутренних полостях струйных элементов.

5. ПРИЛОЖЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ

На основании проведенного анализа конструктивных параметров проточной части элемента типа сопло-сопло были выявлены наиболее оптимальные их соотношения и значения. Предложена методика выбора конструктивных параметров струйных элементов с точки зрения обеспечения стабильности и жесткости характеристик струйных устройств, а также обеспечения эффективного преобразования энергий на всех режимах работы струйных гидравлических устройств исполнительных механизмов рулевых приводов.

ВЫВОДЫ

1. Имитационное моделирование двухфазного течения в струйном стабилизаторе расхода позволяет качественно и количественно оценить явление кавитации. Результаты, приведенные в статье, получены с использованием модели двухфазных течений Эйлера и на основании созданной математической модели динамики сферической каверны Релея – Плессета с учетом вязкости, сил поверхностного натяжения, влияния газа в каверне, близости границ твердой стенки и давления соседних пузырьков.

2. Исследуемый эффект стабилизации расхода при изменении давления, основанный на явлении гидродинамической кавитации, может быть использован для придания гидродвигателю ценного качества – независимости его скорости от нагрузки в весьма широком диапазоне 0–70%.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Некрасов Б. Б.** Гидравлика и ее применение на летательных аппаратах. М.: Машиностроение, 1967.
2. Расчет и проектирование устройств гидравлической P24 струйной техники / В. П. Бочаров [и др.]. Киев: Техника, 1987. 126 с.
3. **Целищев В. А., Целищев Д. В.** Состояние и проблемы разработки струйных гидравлических рулевых машин // Вестник УГАТУ. 2004. Т. 5, № 2(10). С. 89–98.
4. **Целищев В. А., Целищев Д. В.** Гидравлическая машина со струйно-кавитационным регулированием // Вестник УГАТУ. 2006. Т. 7, № 2(15). С. 160–165.

ОБ АВТОРАХ

Пермяков Григорий Сергеевич, магистр. Дипл. бакалавр по энергомашиностр. (УГАТУ, 2008). Иссл. в обл. кавитационных явлений в струйн. технике.



Целищев Дмитрий Владимирович, асс. каф. прикл. гидромех. Дипл. магистр по энергомашиностр. (УГАТУ, 2006). Иссл. в обл. электрогидравл. рулевых приводов для систем упр-я летательн. аппаратами.