

$$Z_a = \frac{d \gamma}{1+k}. \quad (20)$$

Если  $k < 3$ , то  $Z_{\min}$  – на сателлите. Тогда из условия соосности (18):

$$Z_{Bo} = \frac{Z_c - Z_a}{2} = \frac{Z_a (k-1)}{2}. \quad (21)$$

Подставляя  $Z_a$  из выражения (20) в (21), получим:

$$Z_{Bo} = \frac{k-1}{k+1} \cdot \frac{d \gamma}{2}. \quad (22)$$

При  $k = 3$  солнечная шестерня и сателлит имеют одинаковые числа зубьев и их определение можно проводить по выражению (20) или (22).

### Выводы

1. Приведенная методика конструирования и расчета двухпоточных ГМП для колесных и гусеничных машин позволяет определять все необходимые параметры передачи на стадии проектирования.
2. Показано, что двухпоточные ГМП по сравнению с однопоточными ГМП имеют преимущества по КПД. При этом с уменьшением характеристики  $k$  планетарного ряда повышается КПД ГМП.

### Литература

1. Выбор и определение параметров гидромеханических передач / В.С. Кожевников, А.П. Маринкин, В.В. Серебряков, В.М. Шарипов, Т.М. Шакиров. Под общ. ред. В.М. Шарипова. – М.: Университет машиностроения, 2012. – 66 с.
2. Красеньков В.И., Вашец А.Д. Проектирование планетарных механизмов транспортных машин. – М.: Машиностроение, 1986. – 272 с.
3. Петров А.В. Планетарные и гидромеханические передачи колесных и гусеничных машин. – М.: Машиностроение, 1966. – 385 с.
4. Расчет и конструирование гусеничных машин / Н.А. Носов, В.Д. Галышев, Ю.П. Волков, А.П. Харченко. Под ред. Н.А. Носова. – Л.: Машиностроение, 1972. – 560 с.
5. Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов. – М.: Машиностроение, 2009. 752 с.
6. Шарипов В.М. Проектирование механических, гидромеханических и гидрообъемных передач тракторов. – М.: МГТУ «МАМИ», 2002. – 300 с.

### **Косвенный метод измерения некоторых геометрических параметров дроссельных каналов круглой цилиндрической формы**

к.т.н. доц. Кузнецов В.С., к.т.н. доц. Яроц В.В.  
МГТУ им. Н.Э. Баумана

8 (499) 263-65-18, kuznecovbmstu@mail.ru, vyaroz@yandex.ru

*Аннотация.* Применение дросселей в качестве элементов регулирующих устройств в гидравлических приводах требует от них возможности обеспечения зависимости давления от расхода рабочей жидкости желаемого вида. Для установления этой связи необходимо знать площадь отверстия на входе в дроссельный канал. Однако измерить прямым методом фактическую величину этой площади, полученной в результате изготовления дроссельного канала, не всегда представляется возможным. В статье приведена оценка возможности применения косвенного метода определения площади входа в дроссельный канал круглой цилиндрической формы.

*Ключевые слова:* цилиндрический дроссельный канал, отверстие с острой кромкой, теория подобия.

## Введение

Опыт показывает, что гидродинамические характеристики потоков жидкости в таких устройствах носят весьма сложный характер и оказывают существенное влияние на работоспособность всей гидросистемы в целом [1, 2, 3, 4, 5].

Часто перед разработчиками гидросистем различного назначения стоит задача обеспечения управления величинами давления рабочей жидкости и её расхода. Одним из способов управления этими параметрами является так называемый способ дроссельного регулирования. Дросселем принято называть регулирующее устройство, способное устанавливать определённую связь между перепадом давления до и после дросселя и пропускаемым расходом [1]. В гидродинамике эта связь выражается формулой:

$$Q = \mu A \sqrt{2\Delta p / \rho} \quad (1)$$

где:  $Q$  – объёмный расход жидкости через дроссель;

$\mu$  – коэффициент расхода;

$A$  – площадь дроссельного отверстия;

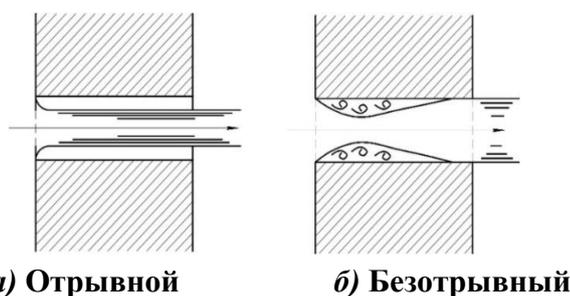
$\Delta p = (p_{вх} - p_{вых})$  – перепад давления на дросселе;

$p_{вх}$  – давление на входе в дроссельный канал;

$p_{вых}$  – давление на выходе из дроссельного канала;

$\rho$  – плотность рабочей жидкости.

Применение этой формулы для практических расчетов требует учета геометрических размеров дроссельных каналов и режимов работы устройств. В частности, при истечении жидкости через дроссельный канал цилиндрической формы при отношении длины канала к его диаметру в диапазоне от двух до четырех возможно два режима истечения – отрывной (рисунок 1а) и безотрывный (рисунок 1б).



а) Отрывной                      б) Безотрывный  
Рисунок 1. Режимы истечения

При отрывном режиме истечения гидродинамические параметры близки к параметрам истечения из отверстия в тонкой стенке. При безотрывном режиме истечения расход рабочей жидкости через дроссель при данном давлении на входе может зависеть от величины давления на выходе, а может и не зависеть (так называемый «эффект запирания») [1]. Последний режим представляет особый интерес для разработчиков гидравлических систем и устройств управления их работой.

### 1. Цели исследований

Одной из целей исследований является выработка рекомендаций по применению формулы (1) для прикладных расчётов дроссельных устройств, работающих при безотрывном режиме истечения, то есть в условиях существования «эффекта запирания».

Из анализа формулы (1) следуют вопросы:

1. Что понимать под площадью « $A$ » цилиндрического дроссельного канала?
2. Что понимать под перепадом давления при отрывном и безотрывном режимах истечения?
3. Как определять величину коэффициента расхода  $\mu$  при безотрывном режиме истечения?

Ниже приводятся результаты одного из этапов этих исследований, целью которого был поиск ответа на вопрос – что понимать под площадью « $A$ » и как определять величину коэффициента расхода в формуле (1) при её применении для расчёта параметров истечения жидкости через цилиндрический дроссельный канал.

## 2. Обоснование выбора методики исследований

Опыт показывает, что технологические возможности производства не позволяют на входе в цилиндрический дроссельный канал обеспечить совершенно круглую форму отверстия и исключить наличие фаски.

В статьях [6, 8] приведены результаты анализа влияния фаски на входе в цилиндрический дроссельный канал круглого поперечного сечения на его коэффициент расхода. На основе выполненного анализа было предложено определять этот коэффициент по отношению к площади «А», рассчитанной по диаметру внешнего контура фаски. Основанием для этого предложения служило то соображение, что в месте изменения геометрии канала в силу действия сил инерции возникают условия для отрыва потока от стенок канала.

При этом отмечалось, что измерить геометрические параметры фаски не всегда представляется возможным на основе прямых измерений мерительным инструментом. В этом случае нельзя с достаточной степенью точности установить величину площади «А» в формуле (1). Так при номинальном диаметре отверстия 12 мм ошибка в измерении его фактического (по результатам изготовления) диаметра на один микрон приводит к изменению коэффициента расхода на 0,0165193 процента или на 0,0001 в абсолютном значении. В таблице 1 приведены результаты измерения ширины фаски на испытуемых моделях дроссельных устройств с цилиндрическим дроссельным каналом выполненных из оргстекла. В соответствии с ними ширина фаски на входе в дроссельный канал изменялась от 20 до 100 микрон.

В метрологии предполагается, что измерение контролируемого параметра может быть произведено либо прямым, либо косвенным методом.

**Прямой** – непосредственная оценка значения искомой величины или отклонений от нее путем прикладывания специальных измерительных приспособлений или приборов.

**Косвенный** – оценка искомой величины или отклонений от нее по результатам измерения другой величины, связанной с искомой определенной зависимостью. В метрологии утверждается, что в некоторых случаях косвенные измерения оказываются более точными, чем прямые.

Как отмечалось выше, по отношению к расчёту дроссельных устройств, часто не представляется возможным прямым методом измерить фактическую геометрию кромки на входе в дроссельный канал. Исходя из изложенного, возникает необходимость оценить возможности косвенного метода измерения контролируемого параметра на основе следующих предположений:

1. Из анализа материалов, опубликованных в литературных источниках [1, 2] следует, что гидродинамические параметры потока жидкости при безотрывном (на участке от входа до сжатого сечения) и отрывном режимах истечения жидкости через цилиндрический дроссельный канал при достаточно больших и одинаковых перепадах давления на рассматриваемых участках идентичны.
2. Из положений теории гидродинамического подобия следует, что в зоне автомодельности по критерию Рейнольдса гидродинамические характеристики процесса истечения жидкости из цилиндрического канала с круглым поперечным сечением в отрывном режиме аналогичны характеристикам истечения жидкости из отверстия с острой кромкой в тонкой стенке. В частности, в этой зоне коэффициенты расхода должны быть одинаковыми.
3. Изложенное в пунктах 1 и 2 определяет связи некоторых гидродинамических параметров истечения жидкости через отверстие с острой кромкой в тонкой стенке и через цилиндрический дроссельный канал. В частности, это позволяет воспользоваться косвенным методом для определения площади «А» в формуле 1 по отношению к цилиндрическим дроссельным каналам.

## 3. Порядок применения косвенного метода определения площади входного отверстия дроссельного канала

Последовательность выполненных действий для оценки возможности применения косвенного метода определения расчетной площади входного отверстия следующая:

1. Изготовлены три модели дроссельного устройства. На рисунке 2 приведён конструк-

тивный вид моделей.

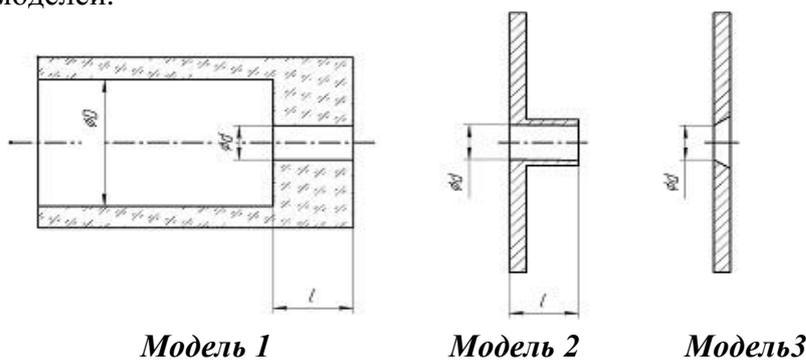


Рисунок 2. Конструктивный вид моделей

2. Прямым методом с помощью универсального измерительного микроскопа УИМ 21 оценены геометрические размеры диаметров внешнего (большого) и внутреннего (меньшего) контура фаски на входной кромке дроссельного отверстия. Сама фаска в микроскопе видна в виде яркого светового кольца возникающего в результате подсветки от внешнего источника. По среднеарифметическим результатам этих замеров оценивались площади, очерченные внешним и внутренним контурами фаски (результаты измерений приведены в таблице 1).

Таблица 1

Группа	Цилиндрический дроссельный канал		Отверстие в тонкой стенке
	Оргстекло	Бронза	Сталь
Материал			
d мм (по внешней кромке фаски)	15,181	12,081	12,078
d мм (по внутренней кромке фаски)	14,99	12,04	12,078
Ширина фаски мм	0,096	0,02	-
D мм	60	60	-
l/d	4	3	-

3. С помощью гидравлического стенда для экспериментальных исследований для всех моделей дроссельных устройств определена зависимость объемного расхода ( $Q$ ), протекающего через дроссельное устройство, от избыточного давления на его входе  $p_{вх.изб}$ . Истечение рабочей жидкости (вода при её температуре 18 – 20 °С) происходило для всех моделей в атмосферу и для первой и второй – в отрывном режиме. Результаты измерений в виде графиков  $Q = f\left(\sqrt{2p_{вх.изб.}/\rho}\right)$  приведены на рисунке 3. На графиках точками отмечены экспериментальные значения контролируемых параметров и отвечающие им линии трендов.

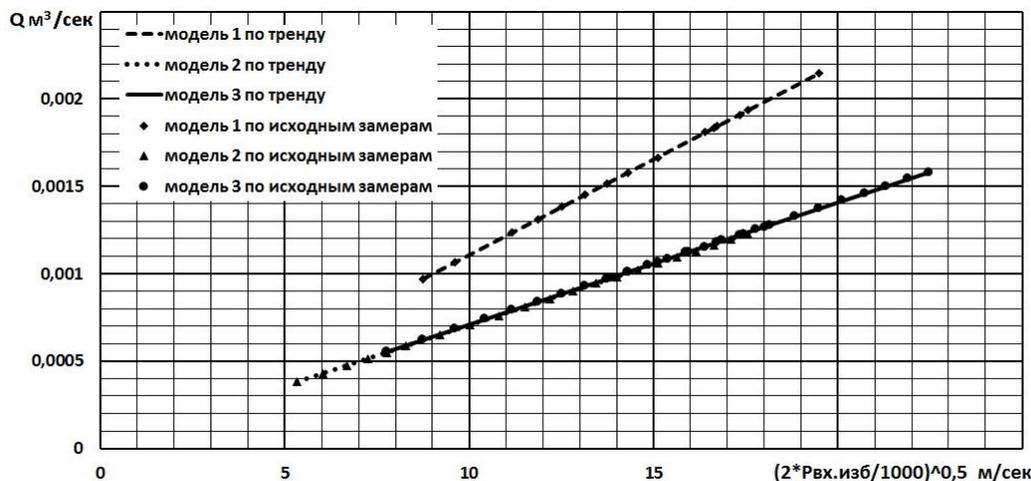


Рисунок 3. Графики зависимостей для моделей дроссельных устройств, представленных на рисунке 1

4. Для модели 3 (отверстие с острой кромкой) по формуле (1) с учетом уравнения линии тренда зависимости  $Q = f\left(\sqrt{2p_{\text{вх. изб.}}/\rho}\right)$  определена зависимость коэффициента расхода  $\mu$  от числа Рейнольдса (Re). Число Рейнольдса определялось по выражению:

$$\text{Re} = \frac{d\sqrt{2p_{\text{вх. изб.}}/\rho}}{\nu} \quad (2)$$

где:  $d$  – диаметр кромки отверстия с которой происходит срыв потока жидкости;

$\nu$  – кинематический коэффициент вязкости рабочей жидкости (для воды при температуре 20 °C принимаем  $\nu = 1 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/сек).

5. Для моделей 1 и 2 с цилиндрическими дроссельными каналами (рисунок 2), принимая величину их диаметров в соответствии с конструкторской документацией на изготовление моделей, по формуле (2), определено то значение давления  $p_{\text{вх. изб.}}$ , при котором число Re будет близко к 1000000. Для модели 1 при диаметре отверстия по чертежу 15 мм и давлении  $p_{\text{вх. изб.}} = 250000$  Па число  $\text{Re} = 1060660$ . Для модели 2 при диаметре отверстия по чертежу 12 мм и давлении  $p_{\text{вх. изб.}} = 3443072$  Па число  $\text{Re} = 995794$ . Для модели 3 при данных числах Re в порядке, указанном в пункте 4, определено значение коэффициента расхода  $\mu$ . При числе  $\text{Re} = 1060660$  –  $\mu = 0,610736$ . При числе  $\text{Re} = 995794$  –  $\mu = 0,6108052$ .
6. Для модели 1 по формуле (1), разрешённой относительно площади «А», с учётом данных приведённых в пунктах 3 и 5 определена площадь «А» в первом приближении ( $A = 0,000179962$  м<sup>2</sup> и  $d = 0,015137$  м). Повторяя расчёты по пункту 5 для уточненного значения диаметра  $d$  во втором приближении значение  $A = 0,000179965$  м<sup>2</sup> и  $d = 0,015137$  м.

Аналогичные расчёты для модели 2 в первом приближении показали  $A = 0,000113801$  м<sup>2</sup> и  $d = 0,012037$  м, а во втором приближении  $A = 0,000113801$  м<sup>2</sup> и  $d = 0,012037$  м.

Из изложенного следует, что уже в первом приближении значение величины площади «А» практически не отличается от её величины, полученной при втором приближении.

Каков физический смысл выше определенной площади «А»? Это условная площадь отверстия на входе в исследуемый цилиндрический дроссельный канала (на пример в моделях 1 или 2), которая при числе Re, лежащим в зоне автомодельности, геометрически подобна площади дроссельного отверстия с острой кромкой в тонкой стенке (модель 3). Величина «А» этой площади, умноженная на коэффициент расхода  $\mu$ , определенном при том же числе Re для отверстия с острой кромкой в тонкой стенке (модель 3), будет равна частному от деления экспериментально определенных для данного числа Re значений  $\sqrt{2p_{\text{вх. изб.}}/\rho}$  и  $Q$  для исследуемого цилиндрического дроссельного канала (рисунок 3).

В выражении для определения числа Re присутствует так называемый характерный геометрический размер. В рассматриваемых моделях дроссельных устройств за этот размер принят диаметр дроссельного отверстия имеющего форму круга с площадью равной выше определенной площади «А».

#### 4. Оценка возможности применения для практических расчётов косвенного метода определения расчётной площади входного отверстия дроссельного канала

В таблице 2 приведены результаты оценки геометрических параметров входного отверстия цилиндрического дроссельного канала, выполненные с помощью прямого и косвенного методов их измерения. Анализ приведённых данных позволяет предположить:

1. Определенная косвенным методом величина диаметра отверстия для обеих моделей лежит между измеренными прямым методом значениями диаметра наружного и внутреннего контуров фаски. Следовательно, результаты оценки контролируемого параметра косвенным методом не противоречат данным, полученным прямым методом измерения.

№ модели	1	2
Диаметр внешней кромки фаски по прямому методу измерения	15,182 мм	12,081 мм
Диаметр внутренней кромки фаски по прямому методу измерения	14,990 мм	12,040 мм
Диаметр входного отверстия по косвенному методу измерения	15,137 мм	12,037 мм

2. При наблюдении с помощью микроскопа степени яркости отражаемого фаской света можно было заметить, что она не одинакова по внешнему и внутреннему её контурам. Это позволяет предположить, что образующая конусной поверхности фаски не прямая, а ломаная линия. Тогда, если верхняя часть поверхности фаски будет иметь меньший угол конусности чем нижняя, линия срыва струи будет окружностью, проходящей через точку перегиба образующей (рисунок 4а). Если наоборот, верхняя часть конуса будет иметь больший угол конусности, то окружностью срыва будет верхняя окружность, где этот конус начинается. При этом в обоих случаях форма фаски должна быть такая, чтобы после срыва струи она уже нигде не касалась боковой поверхности фаски (рисунок 4б).

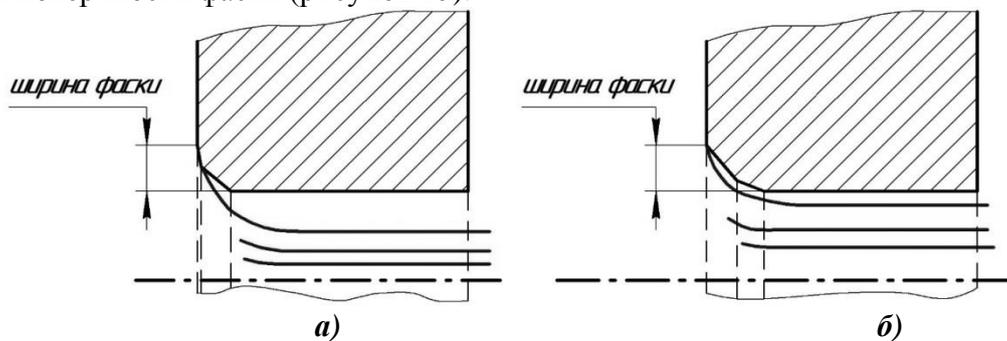


Рисунок 4. Возможные схемы отрыва струи от поверхности фаски

3. На рисунке 5 приведён график зависимости  $\mu = f(\text{Re})$  для моделей 1, 2 и 3.

Для модели 3 (отверстие с острой кромкой) коэффициент расхода определен по отношению к площади отверстия полученной прямым методом измерения, а для моделей 1 и 2 по отношению к площади входного отверстия, установленной косвенным методом. Численная оценка отличия коэффициентов расхода первой и второй моделей от третьей модели в диапазоне изменения чисел  $\text{Re}$  от 120000 до 220000 показала, что это отличие не превышает 0,08 процента.

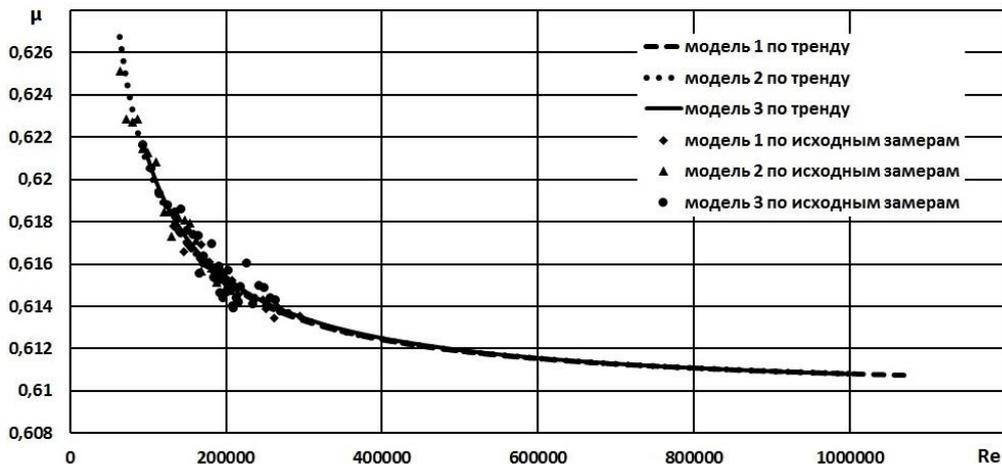


Рисунок 5. График зависимости  $\mu = f(\text{Re})$  для моделей 1, 2 и 3

Результаты выполненной оценки возможности применения для практических расчётов косвенного метода определения расчётной площади входного отверстия дроссельного канала подтверждают эту возможность.

### Заключение

При проектировании и эксплуатации гидроприводов с дроссельным регулированием необходимо знать связь между перепадом давления на дроссельном регуляторе и расходом рабочей жидкости, протекающим через него [7]. Для установления этой связи необходимо знать площадь отверстия на входе в дроссельный канал в этом регуляторе и его коэффициент расхода. Однако измерить прямым методом фактическую величину этой площади, полученной в результате изготовления дроссельного канала, не всегда представляется возможным. Предлагаемый косвенный метод определения величины площади входного отверстия дроссельного канала, основанный на положениях теории гидродинамического подобия, позволяет существенно упростить решение этой задачи.

Однако для корректного применения косвенного метода необходимо провести дополнительные исследования. В частности, следует с высокой точностью изготовить ряд моделей дроссельных отверстий с острой кромкой в тонкой стенке, отличающихся их диаметрами. Прямым методом измерить их фактические геометрические параметры. Экспериментально определить гидродинамические параметры процесса истечения через них жидкости. Полученные таким образом данные будут основой для применения косвенного метода определения площади входных отверстий цилиндрических дроссельных каналов.

Следует ещё раз подчеркнуть, что определенная этим методом площадь – это не действительная геометрическая площадь, а эквивалентная площадь, дающая при данном числе  $Re$  тот же коэффициент расхода, что и отверстие с острой кромкой в тонкой стенке и отвечающая соотношению:

$$\mu \times A = Q / \sqrt{2p_{\text{вх.изб.}} / \rho}$$

### Литература

1. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы / Учеб. для машиностроительных вузов / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др. 4-е изд., стер. М.: Издательский дом «Альянс», 2010. 423 с.
2. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа: учеб. для вузов. 7-е изд., испр. М.: Дрофа, 2003. 840с. (Классики отечественной науки).
3. Беленков Ю.А., Лепёшкин А.В., Михайлин А.А. Гидравлика и гидропневмопривод. Учебник для вузов. М.: Издательский дом «БАСТЕТ», 2013. 406 с.
4. Charru F. Hydrodynamic Instabilities. Cambridge University Press, 2011, -ISBN0521769264, 0521143519, 391 pages.
5. Hibbeler Russell C. Fluid Mechanics. Part 2. Pearson Puntke Hall, 2015.XX, -ISBN-10; 0-13-277762-2, 904 pages.
6. Кузнецов В.С., Шабловский А.С., Яроц В.В. Влияние фаски на входной кромке отверстия в цилиндрической насадке на его коэффициент расхода. Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. «Машиностроение». 2014. №5, С. 46
7. Кузнецов В.С. Исследование потоков жидкости в дроссельных каналах при возникновении кавитации / Вестник Донского государственного технического университета. 2011. № 13. С.17.
8. Яроц В.В., Шабловский А.С., Кузнецов В.С. Анализ влияния на рабочие характеристики прямооточного регулятора расхода его конструктивных параметров и условий эксплуатации / Электронное научно-техническое издание «Наука и образование». Инженерный вестник. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2013. № 1. Режим доступа: <http://engbul.bmstu.ru/doc/520072.html>.