

РАСЧЕТ И МОДЕЛИРОВАНИЕ РЕГУЛИРОВОЧНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ШЛАНГОВОЙ ЗАДВИЖКИ

© 2017 М.И. Зарецкая, Б.В. Скворцов, И.С. Зарецкий, Д.Р. Таипова

Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва

Статья поступила в редакцию 23.10.2017

В статье описана методика определения пропускной способности шланговой задвижки при использовании её в устройствах регулирования давления и стабилизации скорости вязких потоков в трубах. Рассмотрены характеристики задвижки, определяющие пропускную способность для различных конструктивных параметров. Разработана система управления нанесением изолирующих покрытий на внутреннюю поверхность труб, проведено математическое моделирование шланговой задвижки. Полученные данные описывают статическую характеристику задвижки, которая позволяет организовать процедуру автоматического управления при медленных изменениях давления и скорости потока.

Ключевые слова: шланговая задвижка, пропускная способность, статические характеристики задвижки, стабилизация скорости потока.

Шланговые задвижки лучше других арматур приспособлены к регулированию вязких потоков жидкости в том числе с абразивными включениями, поэтому широко используются в горнодобывающей, цементной, химической, металлургической, целлюлозно-бумажной, пищевой промышленности, при добыче нефти, обработке и транспортировке промышленных стоков [1]. Несмотря на известность, в литературе отсутствует информация о характеристиках шланговых задвижек, связанных с функцией, определяющей пропускную способность для различных конструктивных параметров, а также динамические характеристики, определяющие переходные процессы при изменениях давления и скорости регулируемых потоков [2]. Такие задачи возникают в устройствах стабилизации скорости потока в трубах [3].

В системе управления нанесением изолирующих эмалевых покрытий (шликера) на внутреннюю поверхность труб для обеспечения требуемой толщины и равномерности необходимо обеспечить заданную скорость и стабильность движения материала по всей длине трубы. Подробное описание работы системы, а так же ее математическое и компьютерное моделирование приведено в работах [4,5], кроме того есть ряд работ, рассматривающих движение вязких жидкостей [6].

Для разработки системы управления необходимо подробное исследование и математическое моделирование применяемой шланговой задвижки, схема которой показана на рис. 1.

Зарецкая Маргарита Игоревна, младший научный сотрудник. E-mail: douceur@bk.ru

Скворцов Борис Владимирович, доктор технических наук, профессор. E-mail: asp@ssau.ru

Зарецкий Илья Сергеевич, аспирант.

Таипова Дилара Раисовна, старший лаборант.

E-mail: Nil54@list.ru

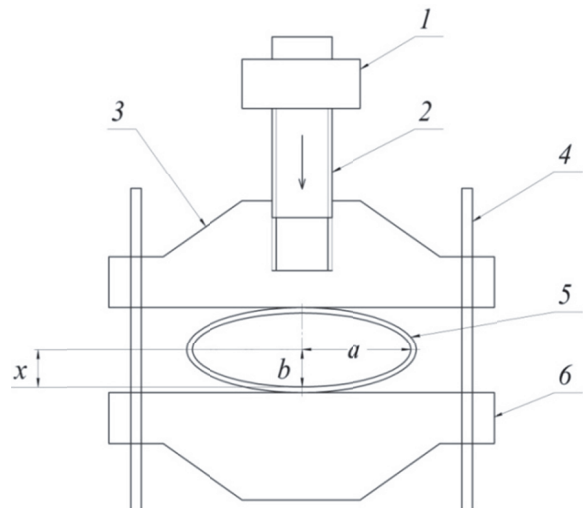


Рис. 1. Схема шланговой задвижки:

1 – подшипник, 2 – винт от управляющего двигателя, 3 – траверс, 4 – направляющие, 5 – эластичный канал, 6 – корпус, x – величина деформации шланга, a, b – геометрические размеры сечения шланга

Шланговая задвижка регулирует поток жидкости путем сдавливания эластичного канала 5, что изменяет геометрические параметры пропускного отверстия. Под действием винта от управляющего двигателя 2 происходит смещение траверса 3 по отношению к корпусу задвижки, тем самым изменяется форма и площадь сечения пропускного отверстия. При расчете считаем, что сечение при сжатии принимает форму овала, а максимальный размер пропускного отверстия достигается при отсутствии сжатия и определяется площадью окружности $S = \pi r_0^2$, где r_0 – радиус не сдавленного шланга. Под регулировочной характеристикой понимается зависимость пропускной способности от перемещения перекрывающего траверса шланговой задвижки.

Для использования шланговой задвижки в системах управления необходимо получить закон изменения площади сечения пропускного отверстия шланговой задвижки от величины деформации x эластичного канала. Пропускная способность определяется площадью отверстия шланговой задвижки, которая определяется как площадь эллипса $S = \pi a x$ в сжатом виде, и как площадь круга $S_0 = \pi r_0^2$ при отсутствии сжатия. Степень открытия q шланговой задвижки опре-

делится как отношение $q = \sqrt{\frac{S}{S_0}}$, $0 \leq q \leq 1,0$.

Очевидно, что длина окружности поперечного сечения шланга при деформации не изменяется. Длина оболочки эллипса определяется по формуле [7]:

$$L = 4a \int_0^{\pi/2} \sqrt{1 - \varepsilon^2 \sin^2 \beta} d\beta = 4aE\left(\frac{\pi}{2}, \varepsilon\right), \quad (1)$$

где $\varepsilon = \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2}}$ – эксцентриситет (смотри рисунок 1), β – промежуточный параметр интегрирования, $E\left(\frac{\pi}{2}, \varepsilon\right)$ – эллиптический интеграл второго рода. За начало координат принят центр эллипса, где $x = 0$.

Из условия равенства длины контура эллипса и окружности шланга в исходном состоянии составим уравнение, связывающее в общем виде конструкционные параметры задвижки при сжатии пропускного канала:

$$4a \int_0^{\pi/2} \sqrt{1 - \left(1 - \frac{x^2}{a^2}\right) \sin^2 \beta} d\beta = 2\pi r_0. \quad (2)$$

Для получения регулировочной функции шланговой задвижки необходимо в явном виде получить зависимость a от x . Интегральное уравнение (2) не имеет точного аналитического решения. Приближенное аналитическое решение возможно при разложении эллиптического интеграла (2) в ряд, который имеет вид:

$$E\left(\frac{\pi}{2}, \varepsilon\right) = \frac{\pi}{2} \left[1 - \left(\frac{1}{2}\right)^2 \varepsilon^2 - \left(\frac{1 \cdot 2}{2 \cdot 4}\right)^2 \frac{\varepsilon^4}{3} - \dots \right]. \quad (3)$$

При ограничении в разложении (3) двумя членами ряда при $\varepsilon \rightarrow 1,0$ (при $x \rightarrow 0$, то есть в

режимах малого пропускания задвижки) имеют место большие погрешности. Например, при $\varepsilon = 1$, относительная погрешность приближения (3) при ограничении двумя членами ряда составит $\gamma = 25\%$, что недопустимо много для моделирования процесса. Приближение эллиптического интеграла тремя членами ряда (3) не позволяет получить аналитического решения уравнения (2). Тем не менее, для получения прямого аналитического решения уравнения (2) воспользуемся следующей методикой. Обозначим:

$$\int_0^{\pi/2} \sqrt{1 - \left(1 - \frac{x^2}{a^2}\right) \sin^2 \beta} d\beta = f\left(\frac{x}{a}\right). \quad (4)$$

Проведем расчет функции $f\left(\frac{x}{a}\right)$, полагая, что всегда $0 \leq x \leq a$ (см. рис. 1). Представим данные в виде таблицы 1.

График функции $f\left(\frac{x}{a}\right)$ имеет вид, показанный на рис. 2 (кривая 1).

Уравнение линейной аппроксимации кривой 1, полученное в программе MATHCAD имеет вид (прямая 2):

$$f\left(\frac{x}{a}\right) \approx 0,944 + 0,59 \frac{x}{a}. \quad (5)$$

Максимальная погрешность линейной аппроксимации, определенная в той же программе, составляет $\gamma = 5,6\%$, в точке $x/a=0$. Точность не высока, однако, выражение (5) позволяет получить «грубый» закон регулирования задвижки. Подставляя (5) в уравнение (2), получаем:

$$4a\left(0,944 + 0,59 \frac{x}{a}\right) = 2\pi r_0. \quad (6)$$

Отсюда

$$a = \frac{2\pi r_0 - 2,36x}{3,776} = 1,664r_0 - 0,625x.$$

Определяя площадь эллипса, получим закон изменения площади пропускного отверстия от перемещения траверса задвижки:

$$S(x) = \pi x a = \pi x \frac{2\pi r_0 - 2,36x}{3,776} = 5,228x r_0 - 1,9635x^2, \quad (7)$$

при этом $0 \leq x \leq r_0$.

Степень открытия шланговой задвижки определяется как относительное изменение пропускной способности по формуле:

$$q(x) = \sqrt{\frac{S(x)}{S_0}} = \sqrt{\frac{5,228x r_0 - 1,9635x^2}{\pi r_0^2}} =$$

Таблица 1

x/a	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$f(x/a)$	1	1.016	1.051	1.096	1.151	1.211	1.276	1.346	1.418	1.493	1.571

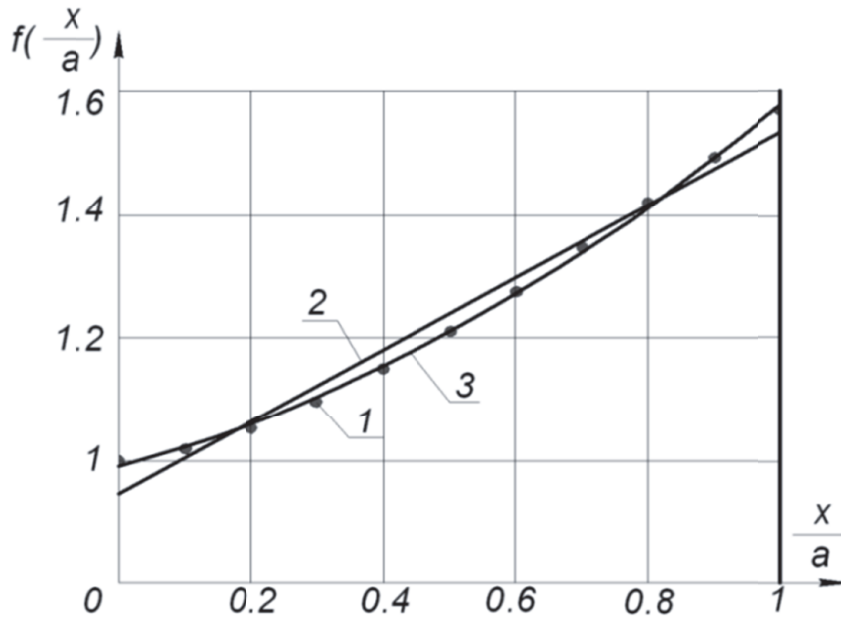


Рис. 2. График эллиптического интеграла 1 и его алгебраическая аппроксимация:
2 – линейная, 3 – квадратичная

$$= \sqrt{1,664 \frac{x}{r_0} - 0,625 \left(\frac{x}{r_0}\right)^2}. \quad (8)$$

Проверяем: при $x = r_0$, $q(x) = 1,019$. В идеальном случае $q(r_0) = 1,0$. Таким образом, погрешность моделирования закона регулирования шланговой задвижки при линейной аппроксимации эллиптического интеграла (4) составляет 1,9 %, что вполне приемлемо для большинства технических задач. Результаты расчета по формуле (8) пропускной способности шланговых задвижек, имеющих разные размеры r_0 , представлены на рис. 3.

Для более точного моделирования воспользуемся квадратичной аппроксимацией эллиптического интеграла (4) (кривая 3 рисунка 2):

$$f\left(\frac{x}{a}\right) \approx 0,989 + 0,293 \frac{x}{a} + 0,297 \left(\frac{x}{a}\right)^2. \quad (9)$$

Максимальная погрешность аппроксимации $\gamma = 1.1\%$, в точке $x/a=0$. Подставляя (9) в уравнение (2), получаем:

$$4a \left[0,989 + 0,293 \frac{x}{a} + 0,297 \left(\frac{x}{a}\right)^2 \right] = 2\pi r_0.$$

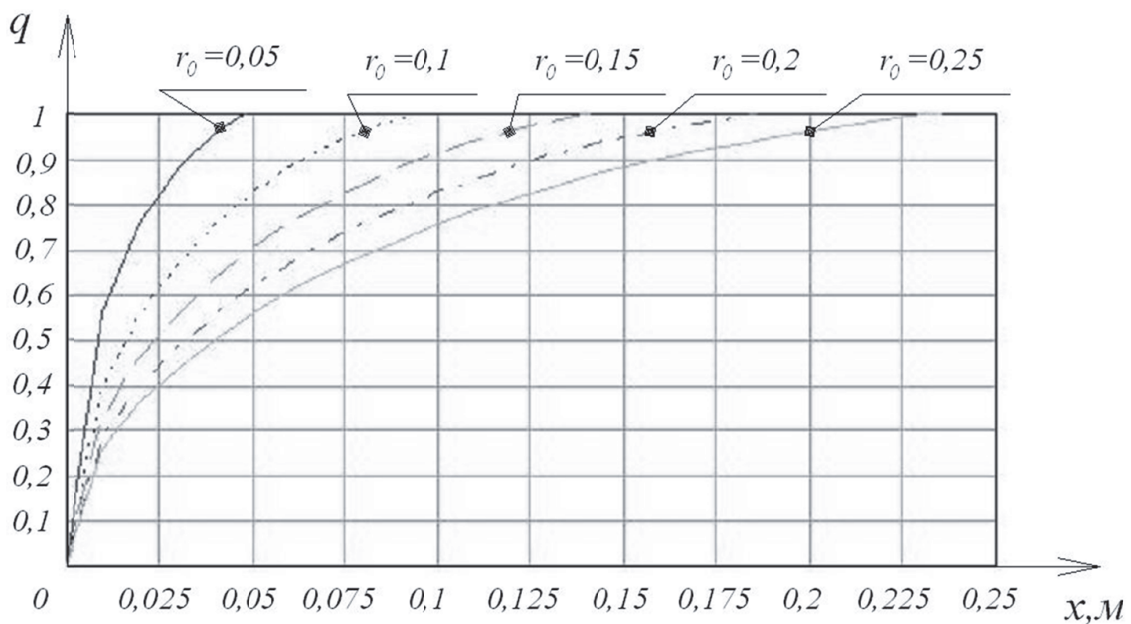


Рис. 3. Зависимость пропускной способности шланговой задвижки q от перемещения x траверса при различных размерах шланга

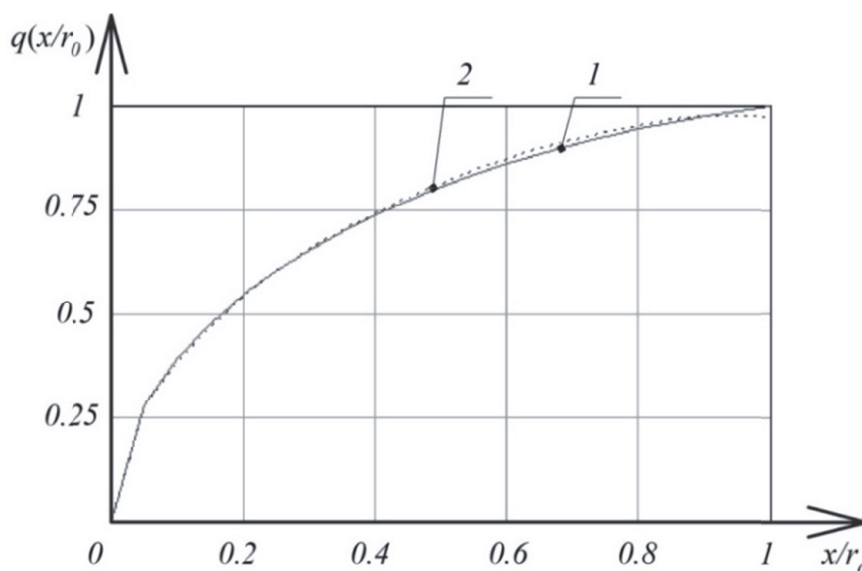


Рис. 4. Графики пропускной способности $q(x)$ шланговой задвижки в зависимости от перемещения траверса x , полученные по формулам (8) – кривая 1, и (12) – кривая 2

$$a^2 + 2(0,148x - 0,794r_0)a + 0,3x^2 = 0.$$

Отсюда

$$a = (0,794r_0 - 0,148x) \pm \sqrt{(0,794r_0 - 0,148x)^2 - 0,3x^2}. \quad (10)$$

В выражении (10) оставляем «+» из условия того, что при $x = r_0$, $a = r_0$.

Определяя площадь эллипса, получим более точный закон изменения площади пропускного отверстия от перемещения траверса задвижки:

$$S(x) = \pi x a = \pi x [(0,794r_0 - 0,148x) + \sqrt{(0,794r_0 - 0,148x)^2 - 0,3x^2}]. \quad (11)$$

при этом $0 \leq x \leq r_0$.

Степень открытия шланговой задвижки определяется как относительное изменение пропускной способности по формуле:

$$q(x) = \frac{S(x)}{\pi r_0^2} = \sqrt{0,794 \frac{x}{r_0} - 0,148 \left(\frac{x}{r_0}\right)^2} + \sqrt{0,630 \left(\frac{x}{r_0}\right)^2 - 0,235 \left(\frac{x}{r_0}\right)^3 - 0,278 \left(\frac{x}{r_0}\right)^4}. \quad (12)$$

Проверяем: при $x=r_0$, $q(x) = 0,994$. В идеальном случае $q(r_0) = 1,0$. Таким образом, погрешность моделирования закона регулирования шланговой задвижки при линейной квадратичной аппроксимации эллиптического интеграла (4) составляет $\gamma = 0,6\%$, что значительно точнее модели (8) и может использоваться в задачах прецизионного регулирования гидротехнических процессов в трубопроводах.

Сравнительный график законов регулирования шланговой задвижки, полученный по формулам (8) и (12) показан на рис. 4.

Полученные данные описывают статическую характеристику задвижки, которая позволяет организовать процедуру автоматического управления при медленных изменениях давления и скорости потока. При быстрых изменениях давления и высоких скоростях потока необходимо учитывать динамические характеристики, связанные с учетом деформационных процессов в жидкости, трубах и подводящей арматуре.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Трубопроводная арматура. URL: <http://www.armatek.ru/> (дата обращения 20.09.2017)
2. Тягунов Ф.Ф. Напорные гидравлические клапаны прямого действия. М.: компания Спутник, 2004. 70 с.
3. Пат. 2551518 Российская Федерация, МПК⁷В05С7/22. Способ нанесения покрытия на внутреннюю поверхность изделий цилиндрической формы/ Скворцов Б.В., Зарецкая М.И., Курьлева П.А.; заявитель и патентообладатель СГАУ-2014108436; заявл. 04.03.14; опублик. 27.05.15
4. Скворцов Б.В., Зарецкая М.И., Борминский С.А. Методы и устройства нанесения покрытий на внутреннюю поверхность труб: Монография. Самара: Издательство СНЦ, 2015. 120 с.
5. Skvortsov B.V., Zaretskaya M.I. Automatic Control System for a Pipe's Inner Surface Coating // Journal of Computer and Systems Sciences International, 2017, Vol. 56, No. 2, pp. 259–267.
6. Андреев В.К. О решении одной обратной задачи моделирующей двумерное движение вязкой жидкости // Вестник ЮУрГУ. Серия: Математическое моделирование и программирование. 2016. Т.9. № 4. С. 5-16
7. Карабуценко Л.Л. Расчет осесимметричных движений тяжелой жидкости со свободной поверхностью при сильной закрутке потока. М.: Препринт ВЦ РАН, 1998. 20 с.

CALCULATION AND SIMULATION OF THE ADJUSTMENT FEATURES HOSE VALVES

© 2017 M.I. Zaretskaya, B.V. Skvortsov, I.S. Zaretsky, D.R. Taipova

Samara National Research University named after Academician S.P. Korolyov

The article describes the method of determining the bandwidth pinch valves when used in devices regulating the pressure and stabilize the speed viscous flows in pipes. The characteristics of the valves, determining the throughput for different design parameters. Developed a control system for applying insulating coatings on internal surface of the pipe, the mathematical modeling of the pinch valves. The obtained data describe the static characteristic of the valve, which allows to organize the process of automatic control for slow changes in pressure and flow rate.

Keywords: hose valve, capacity, static characteristics of hose valves, stabilization of the flow rate

Margarita Zaretskaya, Associate Research Fellow. E-mail: douceur@bk.ru

Boris Skvortsov, Doctor of Technics, Professor. E-mail: asp@ssau.ru

Ilya Zaretsky, Graduate Student.

Dilara Taipova, Senior Assistant. E-mail: Nil54@list.ru