

**ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ДИАМЕТРА КОРПУСА
ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОГО КЛАПАНА НА ЕГО
КОЭФФИЦИЕНТ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ**

**А.А. Иголкин,
С.Ю. Исаев**

«Самарский национальный
исследовательский университет
имени академика С.П. Королева»
Московское шоссе, д. 34,
г. Самара, 443086
m555444m@gmail.com

В статье рассматривается вопрос зависимости параметров предохранительного клапана от геометрии проточной части. Для проведения исследования выбрана схема однокаскадного предохранительного клапана прямого действия. Исследовано влияние диаметра корпуса на коэффициент гидравлического сопротивления. Проведена серия вычислительных экспериментов с использованием программного пакета Ansys Fluent. В результате было выявлено, что при отношении диаметра тарели к диаметру седла равном 1,3, уменьшение диаметра корпуса, до значений меньших, чем два диаметра седла, приводит к существенному увеличению коэффициента гидравлического сопротивления.

Ключевые слова: предохранительный клапан; коэффициент гидравлического сопротивления; диаметр корпуса клапана

1 Введение

Системы, в которых в качестве рабочего тела используется сжатый газ, называются пневматическими. Основное их применение – приведение в движение частей машин и механизмов, управление топливными системами авиационных и ракетных двигателей, ориентация космических аппаратов в космосе, жизнеобеспечение экипажа и пассажиров в летательных аппаратах.

Основными преимуществами таких систем являются: низкая цена, высокое отношение мощности к массе, простота конструкции, возможность работы в условиях экстремально низких или высоких температур, высокая радиационная стойкость.

Недостатками являются: низкий коэффициент полезного действия системы, низкая точность перемещения исполнительных механизмов, низкая плавность работы, возможность взрывного разрушения.

Любая пневматическая система должна иметь источник сжатого газа (компрессор с

ресивером или баллон под давлением) и регулятор давления.

Регуляторы делятся на две группы: отслеживающие давление после себя (редукторы), и – до себя (предохранительные клапаны).

Предохранительные клапаны также могут быть как прямого действия, так и иметь пилотное управление; прямого хода (движение запорного элемента совпадает по направлению с течением рабочего тела), так и обратного; могут иметь один или несколько каскадов регулирования.

Основными характеристиками предохранительных клапанов являются: диапазон настройки, пропускная способность, температура рабочей и окружающей сред, габариты, масса, точность поддержания настроенного давления, давление срабатывания, давление закрытия, коэффициент гидравлического сопротивления, коэффициент расхода [2].

Типичная схема устройства однокаскадного предохранительного клапана прямого действия представлена на рисунке 1.

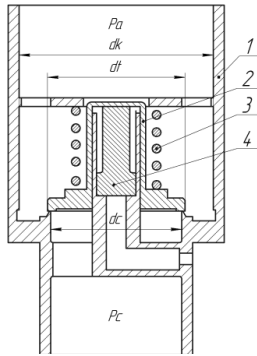


Рисунок 1. Схема устройства однокаскадного предохранительного клапана прямого действия

1 – корпус, 2 – тарель, 3 – пружина, 4 – шток принудительного открытия, d_c – диаметр седла, d_t – диаметр тарели, d_k – внутренний диаметр корпуса, P_c – давление до клапана, P_a – давление после клапана

Принцип работы однокаскадного предохранительного клапана прямого действия заключается в следующем: при повышении давления до давления срабатывания, тарель, преодолевая силу пружины, открывает затвор, что приводит к уменьшению давления. После того, как давление упадёт до давления закрытия, тарель под действием пружины перекроет проходное сечение для газа.

В данной работе внимание было сфокусировано на коэффициенте гидравлического сопротивления (ζ).

Проведённый литературный обзор показал, что на данную характеристику работы предохранительного клапана влияют в первую очередь его геометрические параметры.

Согласно источнику [4], ζ определяется по формуле (1):

$$\zeta = 0,55 + 4 \left(\frac{dt - dc}{2dc} - 0,1 \right) + \frac{0,155}{(h/dt)^2} \quad (1)$$

Данная формула (1) является эмпирической, и не учитывает влияние диаметра корпуса.

В источнике [1] не приводится каких-либо формул для расчёта коэффициента гидравлического сопротивления, но указано, что на его величину диаметр корпуса оказывает сильное влияние, и чем он больше, тем меньше сопротивление.

Однако при увеличении диаметра корпуса значительно растут масса и габариты

клапана, следовательно, нужно выбирать минимальное значение данного параметра, при котором происходит значительное увеличение коэффициента гидравлического сопротивления.

2 Цель работы

Исследовать влияние внутреннего диаметра корпуса на коэффициент гидравлического сопротивления клапана, найти оптимальное значение диаметра корпуса клапана, при заданных остальных геометрических параметрах клапана.

3 Методика исследования

Данное исследование было проведено с использованием метода конечных элементов, реализованного в пакете программного обеспечения Ansys Fluent.

4 Ход проведения исследования

На первом этапе была составлена двухмерная осесимметричная модель [3], в которой диаметры тарели и седла были зафиксированы, и отношение d_t к d_c составило 1,3 (рисунок 2). Диаметр корпуса составил: $1,5d_c$; $2d_c$; $2,5d_c$; $3d_c$.

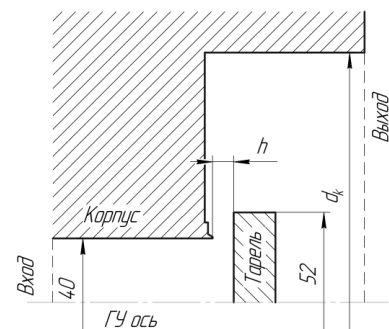


Рисунок 2. Геометрия проточной части клапана, используемая в расчёте

На втором этапе была создана расчётная сетка (рисунок 3), заданы граничные условия: вход – полное давление 161120 Па (избыточное), выход – избыточное давление 0 Па.

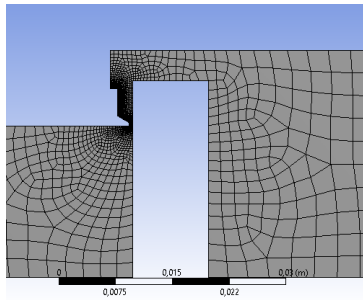


Рисунок 3. Расчетная сетка

Расчёт проводился для следующих высот подъёма тарели $h=0,5; 1; 1,5; 2; 3; 4; 6; 8; 10$ мм.

Коэффициент гидравлического сопротивления рассчитывался согласно формуле (2) [4]:

$$\zeta = \frac{P_{total\ in} - P_{total\ out}}{P_{dyn\ in}}, \quad (2)$$

где $P_{total\ in}$ – полное давление на входе в клапан,

$P_{total\ out}$ – полное давление на выходе из клапана,

$P_{dyn\ in}$ – динамическое давление на входе в клапан.

Результаты расчёта представлены на рисунке 4.

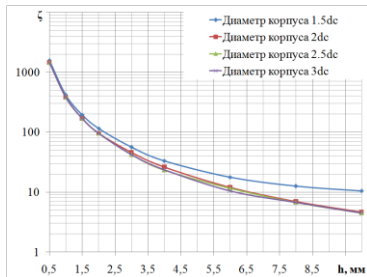


Рисунок 4. Результаты расчёта

Как видно из рисунка 3 при диаметре корпуса $d_k = 1,5d_c$ получается наибольший коэффициент гидравлического сопротивления, увеличение диаметра корпуса свыше $2d_c$ слабо влияет на гидравлическое сопротивление клапана.

Для объяснения данных результатов построим распределение скоростей при диаметре корпуса $d_k = 1,5d_c$ для высоты подъёма тарели $h=10$ мм (рисунок 5) и при диаметре корпуса $d_k = 2d_c$ для высоты подъёма тарели $h=10$ мм (рисунок 6).

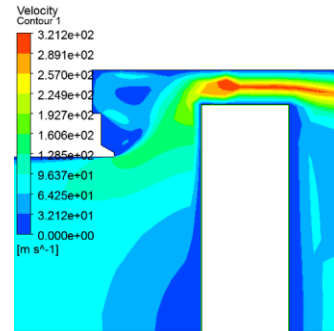


Рисунок 5. Распределение скоростей при диаметре корпуса $d_k = 1,5d_c$ и высоте подъёма тарели $h=10$ мм

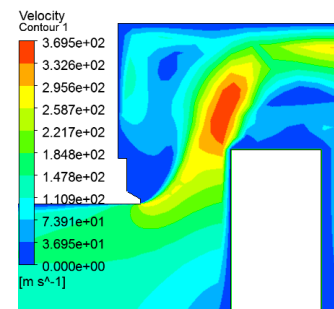


Рисунок 6. Распределение скоростей при диаметре корпуса $d_k = 2d_c$ и высоте подъёма тарели $h=10$ мм

Как видно из рисунков 5,6, при диаметре корпуса $d_k = 1,5d_c$, критическое сечение переходит из зоны между тарелью и седлом клапана в зону между тарелью и корпусом. Т.е. именно диаметр корпуса, а не высота подъёма тарели ограничивает расход среды, из-за чего растёт коэффициент гидравлического сопротивления.

5 Обсуждение результатов

Проведённое исследование показало, что диаметр корпуса клапана влияет на его гидравлическое сопротивление, при этом для его минимизации достаточно, чтобы критическое сечение клапана во всем диапазоне высот подъёма тарели h находилось между ней и седлом.

6 Заключение

а) Было показано существенное влияние диаметра корпуса однокаскадного предохранительного клапана прямого действия на его коэффициент гидравлического сопротивления.

б) При отношении d_t к d_c , равном 1,3, уменьшение диаметра корпуса до значений менее $2d_c$ существенно увеличивает коэффициент гидравлического сопротивления.

в) Оптимальным значением диаметра корпуса при $d_t=1,3d_c$ является $d_k=2d_c$.

7 Благодарности

Результаты исследования были получены в рамках выполнения государственного задания Минобрнауки России (Проект № 9.1517.2017/4.6 и 0777-2017-0016).

Список использованных источников

[1] Кондратьева Т.Ф. Предохранительные клапаны. (2-е изд., перераб. и доп.) / Т. Ф. Кондратьева. – Л.: Машиностроение. - 1976. – 230 с.

[2] Бугаенко В. Ф. Пневмоавтоматика ракетно-космических систем / Под ред. В.С. Будника. – М.: Машиностроение. - 1979. – 168 с.

[3] Макарьянц Г.М. Расчёт подъёмной силы газового потока в плоском предохранительном клапане с использованием численных методов [Текст] / В. Я. Свербилов, М. В. Макарьянц, О. В. Батракова // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. Самарский научный центр Российской академии наук. – Самара, 2010. – Т. 12, № 4. – С. 247–251.

[4] Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям (3-е изд., перераб. и доп.) / Под ред. М. О. Штейнберга. – М.: Машиностроение. - 1992. – 672 с.

STUDY OF THE EFFECT OF THE DIAMETER OF THE CASE OF THE SAFETY VALVE ON HIS HYDRAULIC RESISTANCE COEFFICIENT

**Alexander A. Igolkin,
Sergey Y. Isaev**

Samara National Research University
34, Moskovskoe shosse, Samara,
443086, Russian Federation
555444m@gmail.com.

The article discusses the dependence of the parameters of the safety valve on the geometry of the flow part. Direct-action single-stage safety valve is selected for the study. The influence of its case diameter on the hydraulic resistance coefficient was researched. A computational experiment was conducted using the Ansys Fluent software package. As a result, it is found that when the ratio of the plate diameter to the saddle diameter is 1.3 then a decrease of the body diameter to a value less than two diameters of the saddle is resulting in a significant increase of the coefficient of hydraulic resistance.

Key words: Safety valve; hydraulic resistance coefficient; diameter of valve body

References

1. Kondratieva, T.F. (1976), *Safety valves* [Predokhranitel'nye klapany], Mashinostroenie, Leningrad, Russian Federation, 230 p. (in Russian).
2. Bugayenko, V.F. (1979), *Pneumatic automation of rocket and space systems* [Pnevmoavtomatika raketno-kosmicheskikh sistem] / in Budnik, V.S. (ed.), Mashinostroenie, Moscow, Russian Federation, 168 p. (in Russian).
3. Makaryants, G. M., Sverbilov, V. Ya., Makaryants, M. V. and Batrakova, O. V. (2010), "Calculation of the lifting force of a gas flow in a flat safety valve using numerical methods" [Raschet podemnoj sily gazovogo potoka v ploskom predokhranitel'nom klapane s ispol'zovaniem chislennyh metodov], *Izvestiya Samara Scientific Center, Russian Academy of Sciences* [Izvestiya Samarskogo nauchnogo centra Rossiyskoy akademii nauk], vol. 12, no. 4, pp. 247–251 (in Russian)/
4. Idelchik, I.Ye. (1992), *Handbook of hydraulic resistances* [Spravochnik po gidravlicheskim soprotivleniyam], Mashinostroenie, Moscow, Russian Federation, 672 p. (in Russian).