

УДК 681.523.1
EDN: OELAAB

С.А. Поповский, В.А. Коровин, С.Е. Глебов, Т.А. Башарина, Д.П. Шматов
ООО НПП «ИнтерПолярис», Нововоронеж, Россия

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ РАСЧЕТА ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ДРОССЕЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ С ПОСЛЕДУЮЩЕЙ ВЕРИФИКАЦИЕЙ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНЫМ ЭКСПЕРИМЕНТОМ

Объект и цель научной работы. Объектом исследования являются дроссельные устройства, которые широко применяются в гидравлических системах в качестве регулирующей арматуры, позволяющей снижать до требуемых значений давление рабочей среды для оборудования, способствующего локализации аварийных ситуаций. Цель работы – анализ результатов применения разработанной методики, позволяющей по требуемым гидравлическим характеристикам дроссельного устройства определять геометрические параметры конструкции с учетом отклонения расчетного массового расхода рабочей среды от номинального значения не более 10 %.

Материалы и методы. Вычислительный эксперимент проводился с использованием программного обеспечения Ansys CFX и основывался на математической модели кавитации Рэлея – Плессета. Кроме того, проводился анализ результатов, полученных при проведении вычислительного эксперимента для рассматриваемого дроссельного устройства, относительно результатов как предлагаемой аналитической методики, так и известной аналитической методики по вычислению геометрических параметров дроссельных устройств.

Основные результаты. Результаты исследования показали, что предлагаемая аналитическая методика соответствует критерию верификации и позволяет значительно минимизировать затраты человеко-часов на проектирование дроссельных устройств, используемых в промышленности.

Заключение. Разработанная аналитическая методика расчета по определению геометрических параметров дроссельных устройств отражает результаты, близкие к результатам вычислительного эксперимента (отклонение составляет менее 4 %).

Ключевые слова: дроссельное устройство, методика расчета, вычислительный эксперимент, верификация методики.

Авторы заявляют об отсутствии возможных конфликтов интересов.

UDC 681.523.1
EDN: OELAAB

S.A. Popovsky, V.A. Korovin, S.E. Glebov, T.A. Basharina, D.P. Shmatov
NPP Interpolyaris LLC, Novovoronezh, Russia

DEVELOPMENT OF CALCULATION PROCEDURE FOR GEOMETRIC PARAMETERS OF THROTTLES WITH FURTHER VERIFICATION THROUGH NUMERICAL EXPERIMENT

Object and purpose of research. This paper discusses throttle devices commonly used as fittings in hydraulic systems and intended to reduce the pressure of their working fluids down to acceptable levels so as to contain emergency situations. The purpose of this study was to analyse the results obtained as per the newly developed calculation procedure of geometric

Для цитирования: Поповский С.А., Коровин В.А., Глебов С.Е., Башарина Т.А., Шматов Д.П. Разработка методики расчета геометрических параметров дроссельных устройств с последующей верификацией вычислительным экспериментом. Труды Крыловского государственного научного центра. 2026; 3(417): 84–90.

For citations: Popovsky S.A., Korovin V.A., Glebov S.E., Basharina T.A., Shmatov D.P. Development of calculation procedure for geometric parameters of throttles with further verification through numerical experiment. Transactions of the Krylov State Research Centre. 2026; 3(417): 84–90 (in Russian).

parameters of throttle device based on its hydraulic properties and taking into account design mass flow fluctuations of the working fluid within the range of not more than 10 % of the rated value.

Materials and methods. Numerical experiment was performed in Ansys CFX software as per Rayleigh – Plesset cavitation model. The results obtained for the given throttle device as per the newly developed analytical procedure were not only verified but also compared with the outputs of the known analytical calculation procedure for throttle geometry parameters.

Main results. The study has shown that newly developed analytical procedure complies with verification criteria and offers considerable reduction in the man-hours required for design of industrial throttles.

Conclusion. Analytical calculation procedure of throttle geometry parameters suggested by the authors correlates with the results of numerical experiment (deviation range below 4 %).

Keywords: throttle device, calculation procedure, numerical experiment, verification.

The authors declare no conflicts of interest.

Введение

Introduction

Дроссельные устройства жиклерного типа используются в качестве неуправляемого регулятора расхода или давления рабочей среды во многих отраслях промышленности, в т.ч. на атомных электрических станциях (АЭС). Дроссельные устройства повсеместно встречаются в составе оборудования энергоблоков АЭС, например, в циркуляционных трубопроводах, где служат для поддержания заданных проектных параметров работы АЭС. Кроме того, дроссельные устройства являются частью системы безопасности АЭС, функционируя в случаях проектной и постпроектной аварий.

Известно, что в энергоблоках АЭС применяется большое количество трубопроводной арматуры [1], совокупная стоимость трубопроводов и арматуры составляет 15 % от стоимости всего фонда оборудования АЭС, в связи с чем актуален вопрос оптимизации расчетов дроссельных устройств жиклерного типа с возможностью их последующей стандартизации. Т.к. дроссельные устройства составляют существенную часть фонда оборудования АЭС, являются неотъемлемой частью процесса эксплуатации и системы безопасности, то для определения оптимальных конструктивных параметров этих устройств проводится верификация предлагаемой аналитической методики расчета их геометрических параметров.

Как правило, на АЭС применяют дроссельные устройства жиклерного типа, состоящие из одного (одноступенчатые) или нескольких (многоступенчатые) отверстий жиклеров – металлических дисков с отверстием определенного диаметра.

Действие дроссельного устройства основано на механическом принципе. Статическое давление, действующее на поток рабочей среды, преобразуется в динамическое давление, при взаимодействии потока рабочей среды с проточной частью дроссельного устройства в области резкого сужения,

тем самым увеличивается скорость течения рабочей среды. Т.к. реальная жидкость вязкая, то увеличение скорости течения рабочей среды приводит к турбулизации потока, а затем – к затуханию при истечении рабочей среды из отверстия в прямолинейный участок трубопровода. Как итог механического воздействия поток – проточная часть дроссельного устройства, статическое давление, действующее на поток рабочей среды, уменьшается, т.е. происходит перепад давления. Перепад давления тем больше, чем больше отношение диаметров трубопровода и жиклерных отверстий [2].

Поскольку определение геометрических параметров дроссельных устройств, таких как число жиклеров, диаметр отверстия жиклеров, толщина жиклеров, а также расстояние между жиклерами, является основополагающей задачей проектирования дроссельных устройств, актуален вопрос верификации аналитической методики по определению всех вышеперечисленных параметров дроссельных устройств.

Целью работы является анализ результатов применения предлагаемой аналитической методики расчета геометрических параметров дроссельных устройств при последующей верификации. В качестве критерия верификации методики расчета дроссельных устройств принят следующий показатель: отклонение величины массового расхода в эксперименте от номинального значения при номинальных давлениях потока рабочей среды на входе и выходе из дросселя не более 10 %. Для определения параметров верификации проводится ряд вычислительных экспериментов.

Вычислительные эксперименты проводились для совокупности гидравлических характеристик рабочей среды, представленных в табл. 1.

В качестве рабочей среды в исследовании принята вода. Вычислительные эксперименты проводились для различных дроссельных устройств, обеспечивающих требуемые характеристики, при

Таблица 1. Гидравлические характеристики рабочей среды

Table 1. Hydraulic parameters of working fluid

Характеристика	Значение	Единицы измерения
Абсолютное давление на входе	8,101	МПа
Перепад давления	4	МПа
Температура рабочей среды	20	°С
Плотность воды	998,2	кг/м ³
Объемный расход воды	25	м ³ /ч
Массовый расход воды	6,93	кг/с

этом в их конструкции обеспечивалось последовательное расположение отверстий жиклеров – по центру и периферии.

Методика аналитического проектировочного расчета дросселей

Analytical procedure for design calculation of throttles

Широко известна методика расчета дроссельных устройств [3], в которой итерационно вычисляется значение диаметра отверстия жиклера и число жиклеров. При этом такие параметры, как расстояние между жиклерами и толщина жиклеров, принимаются соответственно согласно рекомендациям:

$$l^* = 5d, \quad (1)$$

$$s^* = [0,4 - 0,5]d, \quad (2)$$

где d – диаметр отверстия жиклера.

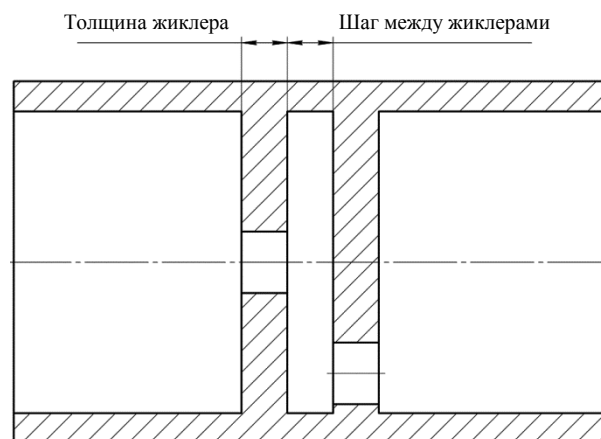


Рис. 1. Типовая конструкция дроссельного устройства

Fig. 1. A typical throttle design

На рис. 1 представлена типовая конструкция дроссельного устройства.

Утверждается, что расстояние между жиклерами влияет на массовый расход через дроссельное устройство [3]: согласно автору, при уменьшении расстояния между жиклерами до $4d$ массовый расход снижается на 15 %.

Однако изготовление дроссельных устройств с соблюдением условия, обозначенного в формуле (1), нецелесообразно, т.к. вследствие расстояний между жиклерами, превышающих толщину жиклеров более чем в 10 раз, для изготовления одного изделия затрачивается большее количество материала, вследствие чего увеличиваются затраты на производство дросселей.

В исследовании рассмотрена модифицированная аналитическая методика, в которой существенно снижено расстояние между жиклерами на основе опытных данных предыдущих исследований [4]:

$$l = d, \quad (3)$$

$$s = 0,5d. \quad (4)$$

В ходе итерационного расчета используется формула для определения диаметра отверстия жиклера на каждой итерации с учетом корректировочного коэффициента:

$$d = k_c \cdot \sqrt{\frac{m}{\mu_n \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p_n} \cdot \rho}} \cdot \frac{4}{\pi}, \quad (5)$$

где m – требуемый массовый расход через дроссель, μ_n – приведенный коэффициент расхода дросселя, Δp_n – приведенный перепад давления, ρ – плотность рабочей среды (данная величина принимается постоянной в случае жидкостной рабочей среды), $k_c = 0,886$ – корректировочный коэффициент.

Приведенный коэффициент расхода дросселя при этом определяется по формуле:

$$\mu_n = \frac{1}{n \cdot \left(1 + 0,707 \cdot \sqrt{1 - \frac{S_{\text{отв}}}{S_{\text{тр}}}} \right)}, \quad (6)$$

где n – количество жиклеров в дросселе, $S_{\text{отв}}$ и $S_{\text{тр}}$ – площади отверстий жиклера и трубопровода соответственно.

В ходе аналитического расчета дроссельных устройств по известным гидравлическим характеристикам рабочей среды, согласно табл. 1 варьировалось число жиклеров в дроссельном устройстве, при этом диаметр отверстий жиклеров определялся из уравнения (5) на каждой итерации расчета. Таким образом, с помощью модифицированной аналитической методики были определены основные параметры пяти дроссельных устройств, отличающихся количеством жиклеров и диаметром отверстий жиклеров. Основные геометрические характеристики полученных дроссельных устройств приведены в табл. 2.

Для верификации предлагаемой аналитической методики расчета проводится ряд вычислительных экспериментов. Кроме того, на основе геометрических параметров дроссельных устройств, представленных в табл. 2, определяются физические параметры среды с использованием широко известной методики расчета дроссельных устройств [3], которые сравниваются с параметрами, определяемыми исходя из предлагаемой аналитической методики расчета.

Математическая модель вычислительного эксперимента

Mathematical model of numerical experiment

Процесс течения рабочей среды в дроссельных устройствах описывается классическими уравнениями гидродинамики – системой уравнений Навье – Стокса. Для описания кавитационных процессов при

моделировании работы дроссельных устройств использовалась модель Рэлея – Плессета, описывающая процесс перехода жидкости в насыщенный пар.

Уравнение неразрывности (закон сохранения массы) для несжимаемой жидкости в общем виде:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U) = 0,$$

где t – время, ρ – плотность рабочей среды, U – скорость движения рабочей среды.

Закон сохранения импульса для реальной жидкости:

$$\frac{\partial(\rho U)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \otimes U) = -\nabla p + \nabla \tau + S_M,$$

где p – давление рабочей среды; τ – тензор внутренних сдвиговых напряжений; S_M – слагаемое, определяющее влияние внешних массовых и импульсных сил на процесс движения рабочего тела.

Кавитационная модель Рэлея – Плессета включает уравнение, описывающее рост пузырька пара во времени, образовавшегося в рабочей среде:

$$R_B \cdot \frac{d^2 R_B}{dt^2} + \frac{3}{2} \cdot \left(\frac{dR_B}{dt} \right)^2 + \frac{2 \cdot \sigma}{\rho_f \cdot R_B} = \frac{p_v - p}{\rho_f};$$

где R_B – радиус пузырька, p_v – давление насыщения для пара при температуре рабочей среды в данной точке, p – давление рабочей среды, ρ – плотность рабочей среды, σ – коэффициент поверхностного натяжения между рабочей средой и паром.

Верификация аналитической методики расчета дросселей

Verification of analytical procedure
for throttle design

Для верификации методики, представленной в исследовании, проводится вычислительный эксперимент в программном обеспечении Ansys CFX.

Таблица 2. Геометрические параметры дросселей

Table 2. Geometric parameters of throttles

№ дросселя	Количество жиклеров	Диаметр отверстий жиклеров, мм	Толщина жиклеров, мм	Расстояние между жиклерами, мм
1	10	20,37	10,18	10,18
2	8	19,28	9,64	9,64
3	6	17,95	8,98	8,98
4	4	16,23	8,12	8,12
5	2	13,66	6,83	6,83

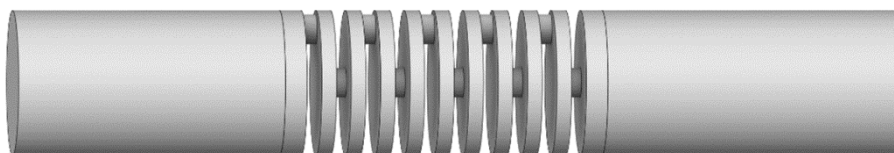


Рис. 2. Расчетная область дроссельного устройства

Fig. 2. Calculation domain

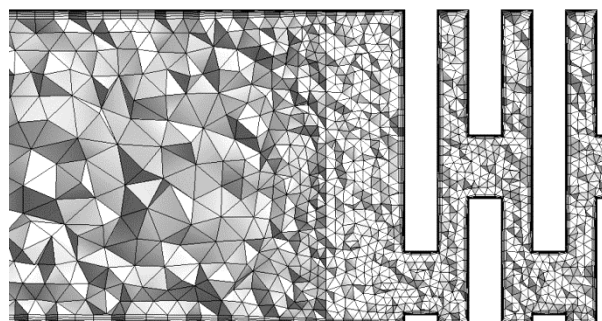


Рис. 3. Конечно-элементная модель дросселя

Fig. 3. FE model of throttle

С целью достижения потоком установившегося режима течения входная и выходная части проточной области дроссельных устройств удлинялись на расстояние, равное двум и восьми диаметрам трубопровода соответственно. Пример расчетной области для вычислительного эксперимента представлен на рис. 2.

Расчетная область модели разбивалась на конечные элементы – тетраэдры. Для корректного разрешения потока вблизи стенок создавались пристеночные призматические слои. Пример конечно-элементной модели представлен на рис. 3.

Вычислительный эксперимент проводился в изотермической постановке, модель турбулентности – Shear Stress Transport. В расчете использовалась многофазная модель рабочей среды с целью учета влияния процессов кавитации на работу дросселей –

применялись модели воды и водяного пара как основной (жидкостной) и возникающей в ходе кавитации (газообразной) фаз соответственно, при этом для каждой фазы принималась морфология сплошной среды.

Граничными условиями для вычислительного эксперимента являлись:

- условие входа Inlet – задавалось давление рабочей среды на входе в дроссельное устройство согласно табл. 1;
- условие выхода Outlet – задавалось давление рабочей среды на выходе из дроссельного устройства как разность входного давления рабочей среды и перепада давления согласно табл. 1;
- условие стенки Wall – задавалось условие потока к поверхности стенок – без проскальзывания.

Результаты вычислительного эксперимента

Results of numerical experiment

В результате вычислительного эксперимента были получены поля распределения основных физических параметров рабочей среды по всей расчетной области дроссельных устройств. Поля распределения давления и скорости рабочей среды в осевом сечении расчетной области дроссельных устройств показаны на рис. 4, 5 (см. вклейку).

На рис. 6 представлен график зависимости массового расхода, проходящего через дроссель –

Массовый расход, кг/с

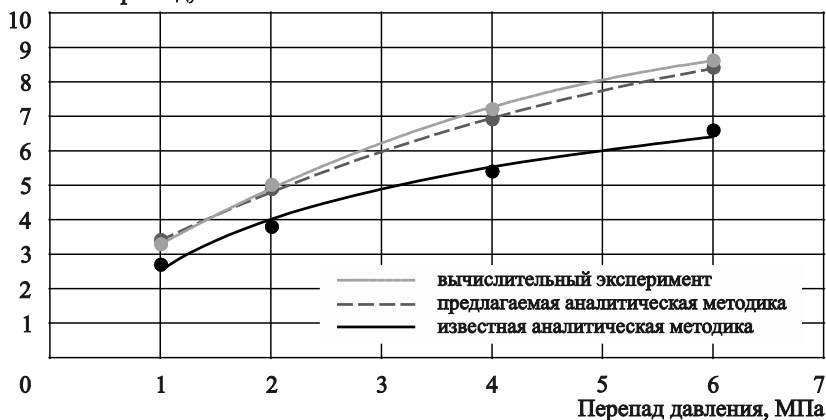


Рис. 6. Расходная характеристика дроссельного устройства № 1

Fig. 6. Flow rate of Throttle 1

Таблица 3. Сравнение результатов вычислительного эксперимента и аналитического расчета

Table 3. Numerical experiment results vs analytical calculation

№ дросселя	Теоретический массовый расход, кг/с	Массовый расход по результатам вычислительного эксперимента, кг/с	Отклонение относительно предлагаемой аналитики, %
1	6,93	7,2	3,8
2		7,182	3,6
3		7,101	2,4
4		7,07	2,0
5		6,805	1,8

ное устройство, от перепада давления на нем. Результаты приводятся для дроссельного устройства № 1.

Оценка результатов вычислительного эксперимента происходит путем сравнения требуемого массового расхода согласно табл. 1 и массового расхода, полученного с помощью вычислительного эксперимента, и приведена в табл. 3.

В результате вычислительного эксперимента отклонение массового расхода рабочей среды относительно предлагаемой аналитики согласно табл. 1 составляет менее 4 %, данное значение входит в диапазон критерия верификации. Кроме того, исходя из графика, представленного на рис. 5, видно, что отклонение массового расхода относительно известной аналитической методики составляет около 30 %.

Следовательно, применение предлагаемой методики по определению геометрических параметров дроссельных устройств целесообразно.

Заключение

Conclusion

Разработанная в работе аналитическая методика расчета по определению геометрических параметров дроссельных устройств отражает результаты, близкие к результатам вычислительного эксперимента, отклонение результатов вычислительного эксперимента относительно аналитического расчета составляет менее 4 %.

Отклонение результатов вычислительного эксперимента относительно известной аналитической методики составляет около 30 %, следовательно, применение данной аналитической методики для проектирования дроссельных устройств жиклерного типа нецелесообразно.

Таким образом, для проектирования дроссельных устройств жиклерного типа предлагается использовать разработанную аналитическую методику расчета, удовлетворяющую критерию верификации.

Список использованной литературы

1. *Тевлин С.А.* Атомные электрические станции с реакторами ВВЭР-1000. 2-е изд., доп. Москва : Изд-во МЭИ, 2008. 358 с.
2. *Идельчик Е.И.* Справочник по гидравлическим сопротивлениям. 3-е изд., перераб. и доп. Москва : Машиностроение, 1992. 662 с.
3. *Башта Т.М.* Машиностроительная гидравлика. 2-е изд., перераб. и доп. Москва : Машиностроение, 1971. 672 с.
4. Исследование влияния геометрии отверстия жиклера дроссельного устройства на образование кавитации / *Т.А. Башарина, И.С. Пикалов, И.С. Ельцов, В.С. Левин* // Надежность и безопасность энергетики. 2023. Т. 16, № 4. С. 241–247. DOI: 10.24223/1999-5555-2023-16-4-241-247.

References

1. *Tevlin S.A.* Nuclear power plants with VVER-1000 reactors. 2nd ed. and enl. Moscow : MPEI, 2008. 358 p. (in Russian).
2. *Idelchik E.I.* Hydraulic Resistance Handbook. 3rd ed., rev. and enl. Moscow : Mashinostroenie, 1992. 662 p. (in Russian).
3. *Bashta T.M.* Hydraulics for mechanical engineers. 2nd ed., rev. and enl. Moscow, 1971. 672 p. (in Russian).
4. Cavitation effects of throttle orifice geometry / *T.A. Basharina, I.S. Pikalov, I.S. Yeltsov, V.S. Levin* // Safety and Reliability of Power Industry. 2023. Vol. 16, No. 4. P. 241–247. DOI: 10.24223/1999-5555-2023-16-4-241-247 (in Russian).

Сведения об авторах

Поповский Степан Алексеевич, лаборант-исследователь ООО НПП «ИнтерПолярис». Адрес: 396073, Воронежская обл., Нововоронеж, Первомайская ул., д. 2. E-mail: popovskiy@interpolyaris.ru.

Коровин Вадим Александрович, лаборант-исследователь ООО НПП «ИнтерПолярис». Адрес: 396073, Воронежская обл., Нововоронеж, Первомайская ул., д. 2. E-mail: korovin@interpolyaris.ru.

Глебов Сергей Евгеньевич, старший научный сотрудник ООО НПП «ИнтерПолярис». Адрес: 396073, Воронежская обл., Нововоронеж, Первомайская ул., д. 2. E-mail: glebovse@interpolyaris.ru.

Баширина Татьяна Александровна, старший преподаватель кафедры ракетных двигателей ФБГОУ ВО ВГТУ. Адрес: 394006, Воронежская обл., Воронеж, ул. 20-летия Октября, д. 84. E-mail: rd-vgtu@mail.ru.

Шматов Дмитрий Павлович, заместитель директора по научно-техническому развитию ООО НПП «ИнтерПолярис». Адрес: 396073, Воронежская обл., Нововоронеж, Первомайская ул., д. 2. E-mail: shmatov@interpolyaris.ru.

About the authors

Stepan A. Popovsky, Lab Assistant – Researcher, NPP Interpolyaris LLC. Address: 2, Pervomaiskaya st., Novovoronezh, Voronezh Region, Russia, post code 396073. E-mail: popovskiy@interpolyaris.ru.

Vadim A. Korovin, Lab Assistant – Researcher, NPP Interpolyaris LLC. Address: 2, Pervomaiskaya st., Novovoronezh, Voronezh Region, Russia, post code 396073. E-mail: korovin@interpolyaris.ru.

Sergey Ye. Glebov, Senior Researcher, NPP Interpolyaris LLC. Address: 2, Pervomaiskaya st., Novovoronezh, Voronezh Region, Russia, post code 396073. E-mail: glebovse@interpolyaris.ru.

Tatyana A. Basharina, Senior Lecturer, Rocket Engines Department, Voronezh State Technical University. Address: 84, 20-letiya Oktyabrya st., Voronezh, Voronezh Region, Russia, post code 394006. E-mail: rd-vgtu@mail.ru.

Dmitry P. Shmatov, Deputy Director for Scientific & Technical Development, NPP Interpolyaris LLC. Address: 2, Pervomaiskaya st., Novovoronezh, Voronezh Region, Russia, post code 396073. E-mail: shmatov@interpolyaris.ru.

Поступила / Received: 26.03.26
Принята в печать / Accepted: 27.07.26
© Коллектив авторов, 2026

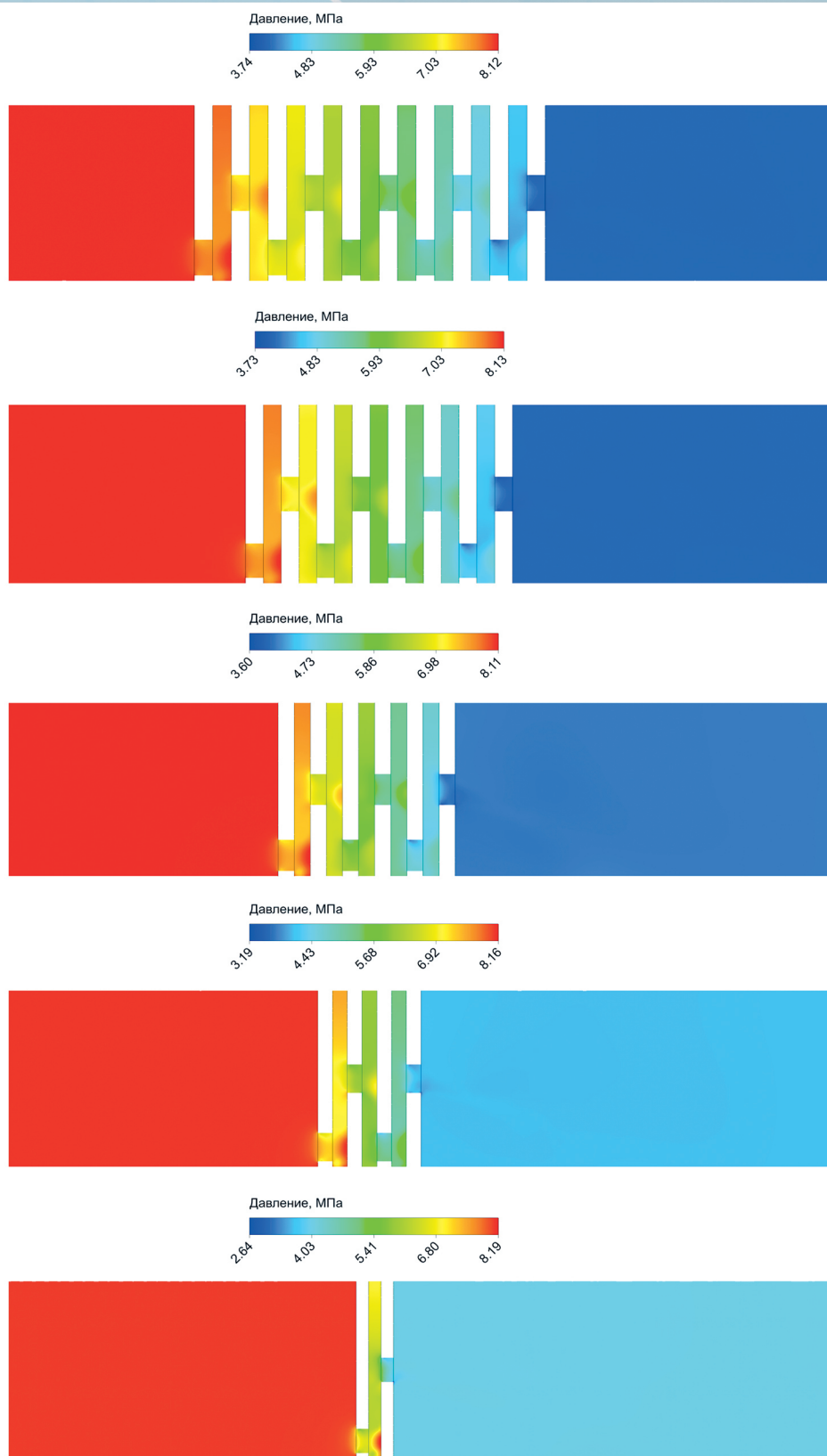


Рис. 4. Поля распределения давлений в дросселях (нумерация соответствует табл. 1)
Fig. 4. Pressure fields in throttles (numbering as per Table 1)

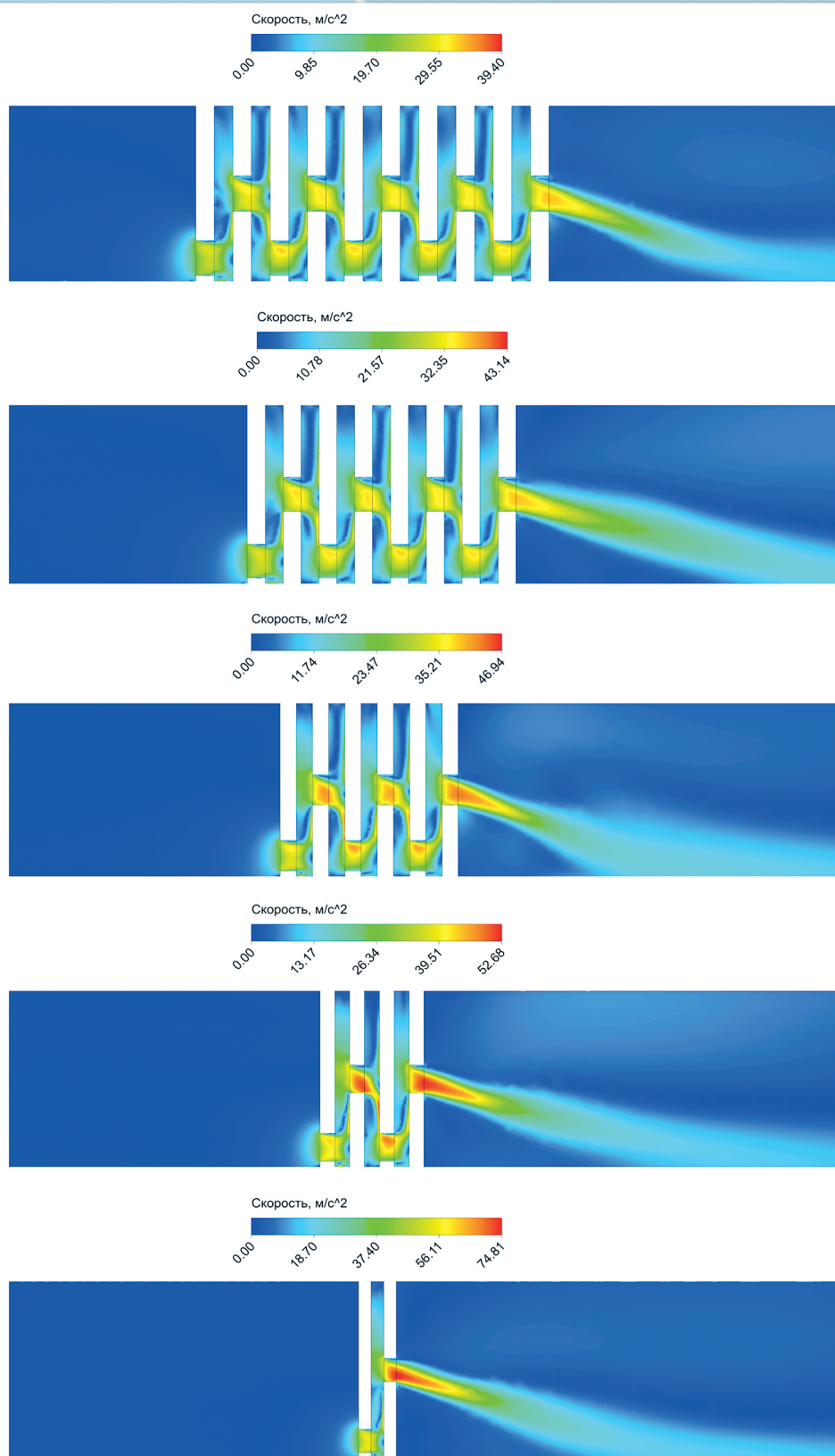


Рис. 5. Поля распределения скорости рабочей среды в дросселях (нумерация соответствует табл. 1)
Fig. 5. Working fluid velocity fields in throttles (numbering as per Table 1)