

используют камерные топки, а при сжигании в них газового и жидкого топлива – комбинированные газомазутные горелки, которые устанавливаются с фронта котла. Наиболее широко применяются горелки ГМГм, позволяющие быстрый переход с мазута на газовое топливо без каких-либо переделок в топке.

К комбинированным горелкам предъявляют следующие требования:

- при обеспечении заданного технологического режима горелки должны обеспечить минимальное количество вредных выбросов в атмосферу;
- уровень шума, создаваемого горелкой, не должен превышать 85 дБ при измерении шумомером на расстоянии 1 м от горелки и на высоте 1,5 м от пола;
- горелки должны устойчиво работать без отрыва и проскока пламени в пределах расчетного диапазона регулирования тепловой мощности;
- для уменьшения эксплуатационных расходов конструкция горелки и стабилизирующие устройства должны быть достаточно просты в обслуживании, удобны для ревизии и ремонта;
- при необходимости сохранения резервного топлива горелки должны обеспечивать быстрый перевод агрегата с одного топлива на другое без нарушения технологического режима;
- комбинированные газомазутные горелки должны обеспечивать примерно одинаковое качество сжигания обоих видов топлива – газового и жидкого (мазута).

Перевод котлов ДКВР с жидкого на газообразное топливо позволит решить проблемы, связанные с особенностями применения и хранения жидкого топлива, исключить дополнительные энергозатраты, а также значительно уменьшить загрязнение окружающей среды.

## **ЧИСЛЕННЫЙ РАСЧЕТ ПОТЕРЬ ДАВЛЕНИЯ В КАНАЛЕ С ВНЕЗАПНЫМ РАСШИРЕНИЕМ**

*Самиева А.Ж., Зиганшин А.М.*

*Казанский государственный архитектурно-строительный университет  
amizganshin@kgasu.ru*

При расчете и проектировании любых трубопроводных систем – отопление, вентиляция, газо- и теплоснабжение важным вопросом является правильный учет и расчет потерь давления, возникающих в местных сопротивлениях – возмущающих элементах (ВЭ). Это позволяет правильно произвести гидравлический (аэродинамический) расчет системы, что обеспечивает ее правильную работу при минимально необходимых (без необоснованных запасов по давлению) затратах энергии.

В современном промышленном производстве возможно изготовление фитингов практически любой геометрии, в том числе специальной энергосберегающей (безотрывной) формы – с кромками, выполненными по специальным кривым. При этом значения коэффициентов местных сопротивлений таких фитингов зачастую неизвестны, как зачастую неизвестны и формы таких кривых. Существуют как аналитические, так и экспериментальные работы, посвящен-

ные исследованию потерь давления в местных сопротивлениях, например [1, 2]. И лишь в некоторых определяются формы отрывных зон, возникающих в возмущающих элементах [3, 4].

Экспериментальное исследование подобных течений затруднено большим количеством возможных конфигураций фитингов трубопроводных систем и сложностью фиксации и обработки результатов опытов, аналитическое – сложностью математического описания возникающего в такой области течения. Широко распространенное в настоящее время компьютерное моделирование позволяет избежать всех этих сложностей. Можно смоделировать большое количество вариантов исследуемого возмущающего элемента, программные комплексы позволяют получить подробные картины полей всех рассчитываемых величин. Но при этом возникает необходимость в верификации получаемого численного решения, т.е. обеспечения адекватности получаемого численного решения реальному явлению. Поэтому на первом этапе любого численного исследования необходимо провести решение тестовой задачи (решение которой достоверно известно) для настройки численной схемы (компьютерной модели).

В данной работе проводится решение тестовой задачи о течении воздуха в канале с внезапным расширением. Падение давления в таком ВЭ подчиняется теореме Борда-Карно, а коэффициент местного сопротивления можно определить по формуле [5]:

$$\zeta = \Delta P / P_{д1} (1 - F_1 / F_2)^2, \quad (1)$$

здесь  $\Delta P$  – падение полного давления в ВЭ,  $P_{д1} = \rho \cdot u_1^2 / 2$  – динамическое давление в узком сечении канала,  $F_1$  и  $F_2$  – соответственно, площадь (ширина) узкого и широкого сечения канала.

Задача решается в двухмерной, турбулентной постановке при помощи программного комплекса вычислительной гидродинамики – Fluent. Геометрия изображена на рис. 1.

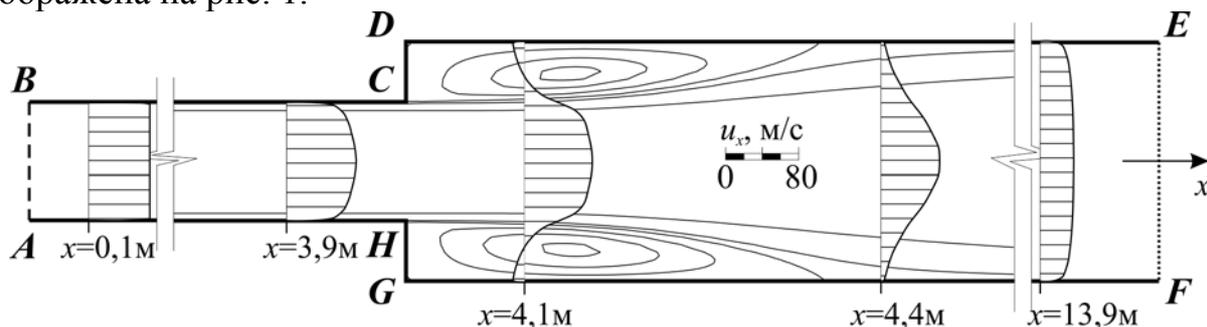


Рис. 1. Геометрия канала

На отрезке **AB**: граничное условие – равномерный профиль скорости ( $u_1 = 68$  м/с, ширина  $b_1 = 0,1$  м), на границе **EF** – свободная граница (избыточное давление равно нулю, ширина  $b_2 = 0,2$  м). Остальные границы – твердая непроницаемая стенка. Длина канала до ВЭ  $l_1 = 4$  м (40 калибров по узкому сечению), после  $l_2 = 10$  м (100 калибров по узкому сечению). Для замыкания уравнений, осредненных по Рейнольдсу, уравнений Навье-Стокса используется «стандартная» k-ε модель турбулентности со стандартными пристеночными функциями.

При проверке на сеточную зависимость было проведено решение на сетках с различной степенью мелкости расчетных ячеек. Варианты сеток были получены последовательным измельчением исходной сетки (ячейка – квадрат со стороной 0,05 м) во всей области. При достижении размера ячейки 0,0125 м, измельчение далее проводилось по твердым границам области, до достижения значения безразмерного геометрического параметра  $y^+ = 16,3$ . Рекомендуемое значение этого параметра, для правильного моделирования течения вблизи стенки, должно составлять [6]  $5 < y^+ < 30$ . Размер пристеночной ячейки при этом составил  $9,77 \cdot 10^{-5}$  м.

На рис. 1 с использованием результатов расчета на последнем варианте расчетной сетки построены очертания зон отрыва, образующихся в углах внезапного расширения, а также эпюры скоростей в некоторых характерных сечениях. На рис. 2 изображено изменение полного, статического и динамического давлений по длине канала. Согласно численному расчету полное давление на входе в канал  $P_{п1} = 2457,16$  Па, на выходе –  $P_{п2} = 717,06$  Па; среднее удельное падение давления на участке до ВЭ  $R_{уд1} = 186,16$  Па/м, после ВЭ –  $R_{уд2} = 27,5$  Па/м. Потери давления на трение в канале:

$$\Delta P_{тр} = R_{уд1} \cdot l_1 + R_{уд2} \cdot l_2 = 186,16 \cdot 4 + 27,5 \cdot 10 = 1019,6 \text{ Па.}$$

Коэффициент местного сопротивления ВЭ определится как:  $\zeta = P_{п1} - P_{п2} - \Delta P_{тр} / P_{д1}$ , где  $P_{д1} = \rho \cdot u_1^2 / 2 = 1,225 \cdot 68^2 / 2 = 2832,2$  Па – динамическое давление, определенное по узкому сечению. Тогда КМС составит  $\zeta = 2457,16 - 717,06 - 1019,6 / 2832,2 = 0,255$ . Согласно формуле (1) [5] для такого ВЭ  $ж = 0,25$ .

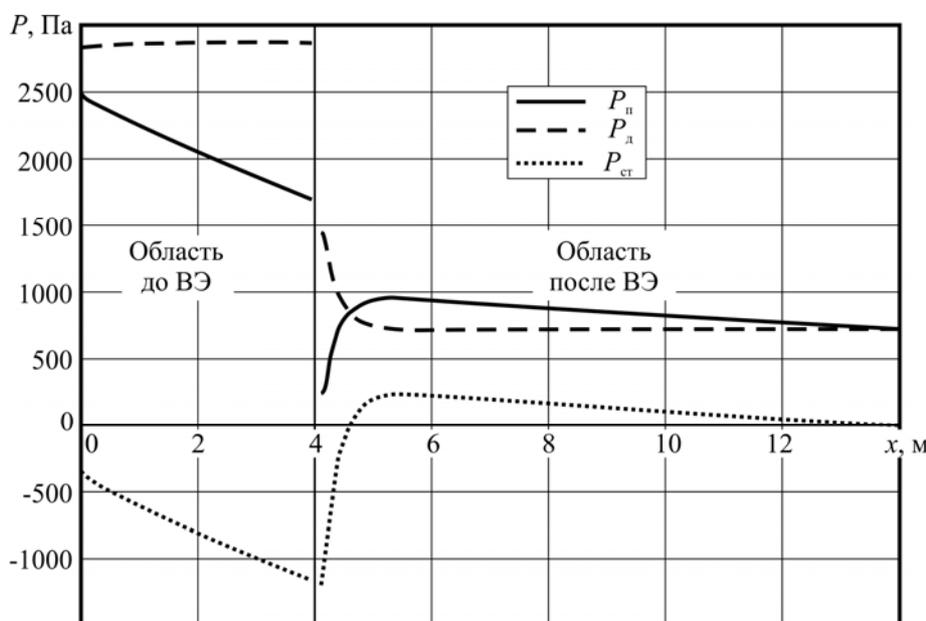


Рис. 2. Изменение давлений по длине канала

Видно хорошее совпадение результатов численного решения с известными данными, что подтверждает адекватность использованной компьютерной модели и позволяет использовать ее для

исследования ВЭ других конфигураций.

#### Библиографический список

1. Dekam E., Calvert J. Pressure losses in sudden transitions between square and rectangular ducts of the same cross-sectional area // International Journal of Heat and Fluid Flow. 1988. Vol. 9. № 1. P. 2–7.

2. Crawford N. et al. A numerical investigation of the flow structures and losses for turbulent flow in 90° elbow bends // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering. 2009. Vol. 223. № 1. P. 27–44.
3. Шулекина, Е.И. Расчет поля скорости в полости, из которой отсасывается воздух / Е.И. Шулекина, В.Н. Посохин, А.М. Зиганшин // Изв. ВУЗов. Строительство. 2001. № 4. С. 81-84.
4. Zmrhal V., Schwarzer J. Numerical simulation of local loss coefficients of ventilation duct fittings // Eleventh International IBPSA Conference July 27-30, 2009. Glasgow, Scotland, 2009. Vol. i. P. 1761–1766.
5. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. / под ред. М.О. Штейнберга. 3-е изд. М.: Машиностроение, 1992. 672 с.
6. ANSYS FLUENT 6.3 Documentation [Электронный ресурс]. URL: [http://hpce.iitm.ac.in/website/Manuals/Fluent\\_6.3/fluent6.3/help/html/ug/node518.htm#sec-guidelines-wf](http://hpce.iitm.ac.in/website/Manuals/Fluent_6.3/fluent6.3/help/html/ug/node518.htm#sec-guidelines-wf) (дата обращения: 04.12.2012).

## **АЛЬТЕРНАТИВНЫЕ СЕТИ ПОСТОЯННОГО ТОКА ДЛЯ НУЖД ГОРОДСКОГО ЭЛЕКТРОСНАБЖЕНИЯ**

*Самойленко В.О., Паздерин А.В., Кокин С.Е.  
УрФУ, vvsamoylenko@yandex.ru, pav@daes.ustu.ru, kokinser@list.ru*

Высокие темпы роста электропотребления мегаполиса за последние годы приводят к необходимости масштабной реконструкции существующих электрических сетей питания. Особенно серьезное положение сложилось в центральных районах города, где удельная плотность электрических нагрузок очень высока и где существует большое число ограничений по ремонтно-строительным работам и по наличию свободных участков земли.

Другой проблемой городского освещения является несинусоидальный характер потребляемой мощности, а также наведенного напряжения, наличие помех [1]. Это связано со следующими технологиями:

1. Светодиодные лампы используют постоянный ток, и в каждую такую лампу встраивается выпрямитель, преобразующий переменный ток в постоянный, что существенно удорожает светодиодные светильники, снижает их надежность и энергоэффективность.

2. Современная компьютерная и офисно-бытовая техника использует постоянный ток, и для его получения используются блоки питания, осуществляющие выпрямление переменного тока.

3. Солнечные батареи вырабатывают энергию на постоянном токе и затем через инверторы преобразуют ее в переменный ток.

4. Аккумуляторные батареи находят все более широкое применение в быту и электротранспорте, и для их зарядки используются выпрямители.

Проблемой является применение большого числа выпрямителей, преобразующих переменный ток в постоянный, инверторов, осуществляющих обратное преобразование, а также импульсных блоков питания.

Эффективным решением является проектирование и внедрение в систему городского электроснабжения электрических сетей постоянного тока. Сети постоянного тока включают в себя совокупность электроустановок постоянного тока, линий электропередачи для питания освещения, накопителей постоянного