

## МЕТОДИКА РАСЧЕТА НЕРАВНОЗНАЧНОСТИ ПРОЦЕССОВ ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ И ГАЗА В ЗОНАХ ДАВЛЕНИЯ И РАЗРЕЖЕНИЯ

Арсирый В.А., д.т.н., профессор, Ярошевский В.П.

*Одесская государственная академия строительства и архитектуры*

Движение потоков воды и воздуха под действием положительного давления и вакуума неплохо изучено для процессов, протекающих в атмосфере и гидросфере планеты [1, 2]. Результаты этих исследований применяются для решения прикладных задач метеорологии, океанографии и ряда других наук [1]. Например, решающую роль в формировании атмосферных антициклонов играет избыточное давление, а циклонов – вакуум (рис. 1). Это предопределяет разное поведение данных образований в атмосфере Земли. Однако явные различия в структуре и параметрах потока движущегося под действием давлений выше и ниже атмосферного до сих пор никак не учитываются при конструировании аэродинамических систем для технологических процессов.

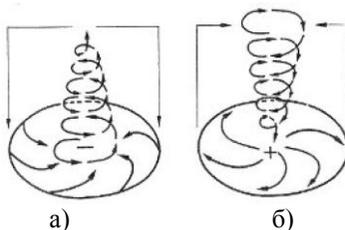


Рис. 1. Схема развития циклона (а) и антициклона (б).

Движение жидкости и газа можно осуществлять под избыточным давлением, величина которого изменяется в широких пределах. В то же время движение жидкости и газа, побудителем которого является разрежение (вакуум), ограничено предельным значением этого разрежения, равным 10 м вод. ст. (98 кПа) [3-5]. Следовательно, в природе существует изначальная неравнозначность пределов обеспечения максимальных значений положительного и отрицательного давлений. Исходя из этого, логично предположить, что данная неравнозначность пределов сказывается при работе аэродинамических и гидравлических систем в зонах избыточного давления и разрежения.

Проведенные исследования изменения коэффициентов местных сопротивлений (КМС), при размещении одинаковых устройств в зонах избыточного давления и разрежения, подтверждают данное предположение [6], причем даже для значений давлений и разрежений, далеких от предельно возможных. В качестве местных сопротивлений в этих исследованиях применялись диафрагмы с различными проходными сечениями, в качестве нагнетателя – центробежный вентилятор. Анализ экспериментальных данных показал, что при модуле диафрагмы  $k \geq 0,3$  в диапазоне чисел Рейнольдса  $Re = 4 \cdot 10^4 \dots 1 \cdot 10^5$  сопротивление в зоне вакуума  $\zeta_v$  на 10...30% меньше, чем  $\zeta_d$  в зоне давления. При  $Re = 1 \cdot 10^4 \dots 4 \cdot 10^4$  для диафрагм с модулем  $k < 0,3$  наблюдается обратная картина.

$$\left[ \begin{array}{l} k < 0,3 \Rightarrow \zeta_i^b > \zeta_i^d; \Delta\zeta = 5...8\% \left( Re = 1 \cdot 10^4 \dots 4 \cdot 10^4 \right) \\ k \geq 0,3 \Rightarrow \zeta_i^b < \zeta_i^d; \Delta\zeta = 10...30\% \left( Re = 4 \cdot 10^4 \dots 1 \cdot 10^5 \right) \end{array} \right. \quad (1)$$

Таким образом, различия в структуре потока, движущегося под действием избыточного давления и разрежения, сказываются на изменении КМС оборудования, установленного, соответственно, в напорной и всасывающей частях системы. Различия в структуре потока, в свою очередь, предполагают преобладание в потоке разнонаправленных сил для давлений выше и ниже атмосферного. При движении под действием избыточного давления, в потоке преобладают центробежные силы. Следствием действия центробежных сил является постепенное расширение потока. При движении под действием вакуума, в потоке преобладают центростремительные силы, способствующие сжатию потока.

Схема структуры потока воздуха на выходе из вентилятора (в зоне максимального избыточного давления в системе) и на входе в него (в зоне максимального вакуума в системе) приведена на рис. 2.

Из рис. 2 видно, что на выходе из вентилятора поток воздуха стремится к расширению, а на входе в вентилятор – наоборот, к сжатию. Потери энергии, при прохождении воздуха через диафрагму, связаны в основном со сжатием потока до размеров отверстия в диафрагме. Для сжатия потока, стремящегося под действием центробежной силы расширяться, необходимо затратить несколько большее количество энергии, чем для сжатия потока, изначально стремящегося к сжатию под действием центростремительной силы. Следовательно, процесс сжатия потока при нагнетании и всасывании различен. Значит коэффициенты сжатия  $\epsilon$  для диафрагмы, установленной в зонах давления и разрежения, также будут отличаться друг от друга.

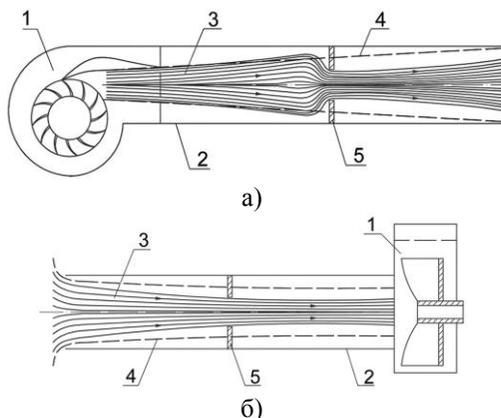


Рис. 2. Структура потока воздуха при установке диафрагмы в зоне давления (а) и разрежения (б): 1 – центробежный вентилятор; 2 – воздухопровод; 3 – структура потока в воздухопроводе с диафрагмой; 4 – границы потока в воздухопроводе без диафрагмы; 5 – диафрагма.

Для проверки этого утверждения подставим в формулу Альтшуля А.Д.  $\zeta = (1/(k \cdot \epsilon) - 1)^2$ , приведенную в справочнике [7], значения КМС, полученные в экспериментах для диафрагм с разными модулями  $k$  (рис. 3, кривые а и б). Для оценки полученных результатов также воспользуемся формулой Альтшуля А.Д. [7] для расчета коэффициента сжатия потока в диафрагме  $\epsilon = 0,57 + 0,043/(1,1 - k)$  (рис. 3, кривая с).

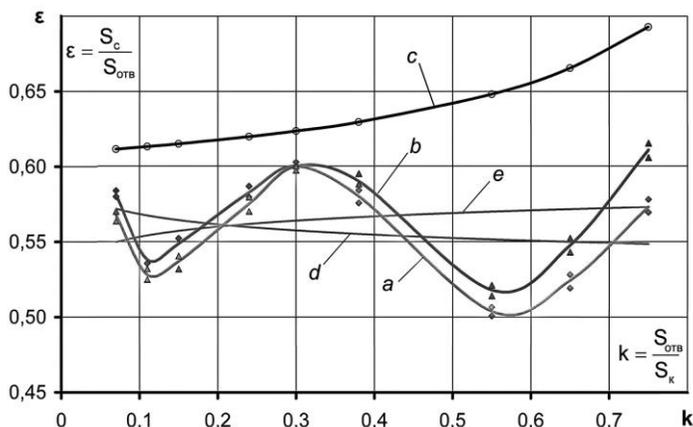


Рис. 3. Зависимость коэффициента сжатия потока  $\epsilon$  от модуля диафрагмы  $k$ . а – диафрагма в зоне давления  $\epsilon_{д.} = f(k)$ ; б – диафрагма в зоне разрежения  $\epsilon_{в.} = f(k)$ ; с – график Альтшуля А.Д.; d, e – усредняющие зависимости для графиков а и б соответственно.

Из рис. 3 видно, что графики  $\epsilon_d = f(k)$  и  $\epsilon_b = f(k)$  (рис. 4, кривые а и б) не совпадают. Кроме того, графики а и б, построенные по экспериментальным данным, имеют волновой характер, в отличие от графика с, построенного по формуле Альтшуля А.Д. Данное различие объясняется несовпадением условий проведения экспериментов. Формула Альтшуля А.Д. для расчета коэффициента сжатия  $\epsilon$  получена для установившегося потока воздуха при расположении диафрагм вдали от вентилятора. В то время как волновой характер экспериментальных кривых а и б определяется пульсациями скорости в неустановившемся потоке воздуха вблизи от вентилятора.

Для уточнения табличных КМС диафрагм  $\zeta$ , необходимо ввести в формулу Альтшуля А.Д. поправочный коэффициент  $m$ , который учитывал бы волновой характер изменения коэффициента сжатия струи  $\epsilon$  в зависимости от модуля диафрагмы  $k$  и места расположения на входе (в зоне разрежения) либо на выходе из вентилятора (в зоне давления):

$$\zeta = \left( \frac{1}{k \cdot m \cdot \epsilon} - 1 \right)^2, \quad (2)$$

Судя по виду экспериментальных кривых, поправочный коэффициент в данном случае представляет собой функцию  $m = f(\cos k)$ . При размещении диафрагм и других местных сопротивлений вдали от вентилятора экстремумы графика  $\epsilon = f(k)$  будут сглаживаться в виду снижения пульсаций, и поправочный коэффициент  $m$  будет определяться степенной функцией.

Следует отметить, что различие коэффициентов сжатия  $\epsilon$  при положительном и отрицательном давлениях должно отражаться на пропускной способности диафрагмы  $u$ , так как  $u = \epsilon \cdot V_{сж} \cdot S_d$ , где  $V_{сж}$  – скорость воздуха в сжатом сечении. В виду того, что  $\epsilon_d \neq \epsilon_b$ , то и пропускная способность  $u$  диафрагм с одинаковым отверстием, установленных в зонах давления и разрежения, будут неравны друг другу,  $u_d \neq u_b$ . Следовательно, в формулу для расчета пропускной способности диафрагмы также необходимо вводить поправочный коэффициент  $m$ :

$$u = m \cdot \epsilon \cdot V_{сж} \cdot S_d, \quad (3)$$

### **Выводы**

Таким образом, введение в формулы (2) и (3) уточняющего коэффициента  $m$ , учитывающего отличия структуры потока в местном со-

противлении при установке в зоне давления либо в зоне разрежения, позволяет с большей точностью определять основные характеристики потока – расход и потери давления. Это, в свою очередь, сказывается увеличением точности расчетов систем и, как следствие, отсутствием необходимости подбора нагнетателей с большим запасом по давлению либо расходу.

Введение аналогичных поправок в уравнения движения жидкости и газа позволит с большей точностью решать прикладные задачи гидрогазодинамики с использованием известных формул [8]. Полученные результаты также необходимо учитывать при разработке численных моделей движения потоков жидкостей и газов. Это позволит уменьшить количество неизвестных величин в уравнениях за счет уточнения закономерностей движения потока, что значительно упростит модели и повысит их достоверность [9].

К сожалению, на сегодняшний день количество проведенных экспериментальных исследований в этой области гидрогазодинамики не позволяет обобщить полученные данные в виде одной либо нескольких закономерностей, применимых для расчетов поправочных коэффициентов  $m$  для разных видов течений. Поэтому методика расчета неравнозначности процессов движения жидкости и газа на данном этапе развития будет сводиться к экспериментальному определению поправочных коэффициентов, аналогичных  $m$ , и добавления такого рода коэффициентов к уже известным зависимостям, служащим для определения основных параметров потока в оборудовании и трубопроводах.

### Summary

**The result of researches of air flow under vacuum and manometer pressure is presented. The differences of air flow parameters caused by differences of flow structure under vacuum and manometer pressure is discovered. The technique of calculation of these air flow parameter's differences by means of correction factors for aerodynamic resistance equations' is proposed.**

## *Литература*

1. Гилл А. Динамика атмосферы и океана. М.: Мир, 1986 – 415 с.
2. Зубашенко Е.М., Шмыков В.И., Немыкин А.Я., Полякова Н.В. Региональная физическая география. Климаты Земли: учебно-методическое пособие. Часть 1 – Воронеж: ВГПУ, 2007. – 183 с.
3. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. Под ред. М. О. Штейнберга. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1992 – 672 с.
4. Справочник по расчетам гидравлических и вентиляционных систем. Под редакцией д-ра техн. наук, проф. А. С. Юрьева – СПб: АНО НПО "Мир и семья", 2001 – 1154 с.
5. Френкель Н.З. Гидравлика – М., Л.: Госэнергиздат, 1956 – 456 с.
6. Арсирый В.А., Ярошевский В.П. Неравнозначность влияния сопротивлений на параметры аэродинамической системы в зонах избыточного давления и разряжения // Труды Одесского политехнического университета – Одесса: ОНПУ – 2011, №1 (35) – С. 74 – 77.
7. Справочник по гидравлическим расчетам. Под редакцией П.Г. Киселева – Изд. 4-е, переработ. и доп. – М.: Энергия, 1972 – 312 с.
8. Арсирый В.А., Ярошевский В.П., Арсирый Е.А. Структурный подход к исследованию свойств жидкостей // Вісник ОДАБА – Одеса: «Місто майстрів» – 2006, № 23 – С. 328 – 334.
9. Арсирый Е.А., Антошук С.Г., Арсирый В.А., Кравченко В.И. Интеллектуальный анализ при комплексном моделировании для повышения надежности работы энергетического оборудования // Радіоелектронні і комп'ютерні системи – Харьков: Изд-во НАУ им. Н.Е. Жуковского "ХАИ" – 2012, № 6 (58) – С. 89 – 94.