

УДК 621.65.01

К ВОПРОСУ О ТЕОРЕТИЧЕСКОМ ДАВЛЕНИИ РАДИАЛЬНОГО НАГНЕТАТЕЛЯ С УЧЕТОМ СИЛЫ КОРИОЛИСА

канд. техн. наук, доц. В.Н. ПАВЛЕЧКО; канд. техн. наук, доц. С.К. ПРОТАСОВ
(Белорусский государственный технологический университет, Минск)

Представлен анализ зависимостей для расчета теоретического давления, создаваемого рабочим колесом радиального нагнетателя, которые получены с учетом разности окружных скоростей колеса и среды, реакции лопастей по преодолению силы инерции среды в различных направлениях и мощности, необходимой для сообщения движения среде. Выводятся зависимости для определения давления с учетом работы, которую выполняют лопасти. Эти зависимости идентичны формулам, полученным ранее с использованием мощности, передаваемой лопастями среде. Установлено повышение общего давления, создаваемого колесом в радиальном направлении, при углах наклона лопастей до 90° и его снижение при углах более 90° .

Введение. Кинематическая структура потока во вращающихся криволинейных каналах рабочего колеса центробежной машины весьма сложна. Для определения давления, которое создает радиальный нагнетатель, используют следующие предположения [1]: 1) поток состоит из множества струй, повторяющих геометрическую форму лопасти; 2) все струи, составляющие поток, совершенно одинаковы геометрически и кинематически; 3) поток является плоским, т.е. градиент скорости вдоль оси, параллельной геометрической оси машины, отсутствует.

В соответствии со струйной теорией абсолютная скорость движения среды (c) является геометрической суммой окружной (u) и относительной (w) скоростей (рис. 1). Окружные скорости среды и колеса принимаются равными [1; 2].

Теоретическое давление (P_T), создаваемое рабочим колесом центробежной машины, определяется уравнением Эйлера [1–3]:

$$P_T = \rho(u_2 c_2 \cos \alpha_2 - u_1 c_1 \cos \alpha_1), \quad (1)$$

или с использованием тангенциальных составляющих абсолютных скоростей (см. рис. 1)

$$P_T = \rho(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}), \quad (2)$$

где ρ – плотность среды, кг/м^3 ; u_1, u_2 – окружная скорость колеса на входе и выходе среды, м/с ; c_1, c_2 – абсолютная скорость среды на входе и выходе из колеса, м/с ; α_1 и α_2 – угол между векторами окружной и абсолютной скоростей на входе и выходе из колеса, град; c_{1u}, c_{2u} – проекции абсолютных скоростей среды на векторы соответствующих окружных скоростей колеса на входе и выходе из него, м/с .

Обычно среда, поступающая из входного патрубка, движется по колесу в радиальном направлении, что соответствует ее безударному входу. В этом случае угол $\alpha_1 = 90^\circ$, и уравнения (1) и (2) упрощаются, так как $\cos 90^\circ = 0$ и $c_{1cu} = 0$.

$$P_T = \rho u_2 c_2 \cos \alpha_2 = \rho u_2 c_{2u}. \quad (3)$$

В работе [4] отмечено, что из-за наличия тангенциальной составляющей относительной скорости $w \cos \beta$ тангенциальная скорость среды отличается от окружной скорости колеса радиального нагнетателя. Поэтому при лопастях, отогнутых назад относительно направления вращения колеса (см. рис. 1), среда запаздывает, и ее угловая и линейная скорости меньше соответствующих скоростей колеса.

Для лопастей, отогнутых вперед по ходу вращения, среда может иметь большие скорости, чем у колеса. Для лопастей, расположенных радиально, имеет место равенство угловых и линейных скоростей колеса и среды.

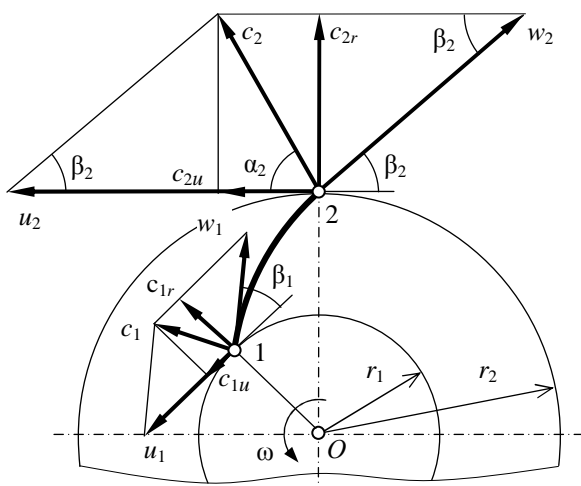


Рис. 1. Параллелограммы скоростей в рабочем колесе нагнетателя для лопастей, отогнутых назад

Основной движущей силой, действующей на среду в рабочем колесе, кроме центробежной силы, предложено учитывать реакцию лопастей по преодолению силы Кориолиса. Причем эта реакция разделена на тангенциальную и радиальную составляющие.

В отличие от струйной теории, предложено [4] представлять абсолютную скорость геометрической суммой скорости движения среды c_{2c} под действием реакции лопастей колеса по преодолению силы инерции и скорости c_{2u} под действием центробежной силы на выходе из колеса (рис. 2).

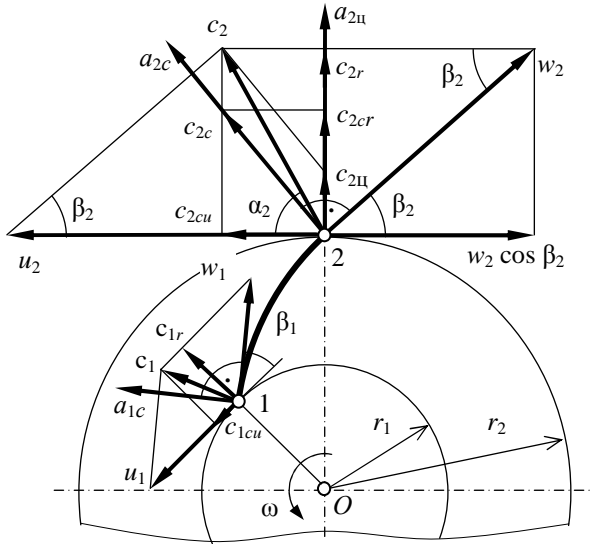


Рис. 2. Параллелограммы скоростей в рабочем колесе нагнетателя с учетом ускорения Кориолиса для лопастей, отогнутых назад

В работе [4] найдены выражения реакции лопасти по преодолению силы инерции среды в различных направлениях и мощности, необходимые для сообщения движения массе среды.

Делением этих мощностей на расход среды получены выражения давления, передаваемого рабочим колесом среде:

- в направлении, перпендикулярном плоскости лопасти

$$P = \frac{\rho}{\sin^2 \beta} (u_2 c_{2cu} - u_1 c_{1cu}); \quad (4)$$

- в направлении окружной скорости

$$P_u = \rho (u_2 c_{2cu} - u_1 c_{1cu}); \quad (5)$$

- в радиальном направлении

$$P_r = \rho \frac{\cos^2 \beta}{\sin^2 \beta} (u_2 c_{2cu} - u_1 c_{1cu}). \quad (6)$$

Основная часть. В данном исследовании необходимые зависимости выводятся через работу, выполняемую лопастями радиального нагнетателя. В колесе, вращающемся с угловой скоростью ω , изменение направлений окружной u и относительной w скоростей вызывает появление ускорения Кориолиса, которое устремлено в сторону, повернутую на 90° от относительной скорости по направлению вращения.

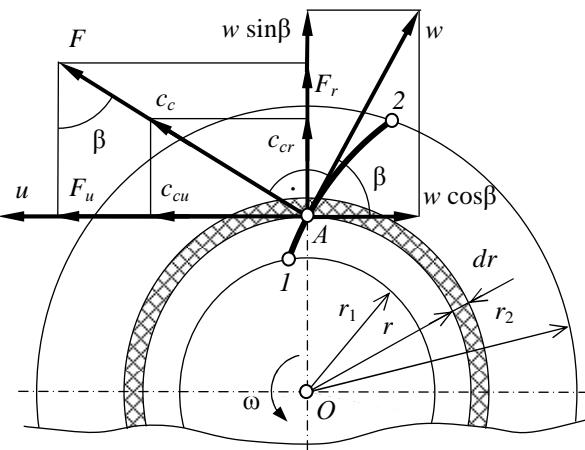


Рис. 3. К выводу расчетных зависимостей

Выделим элементарный объем на расстоянии r от оси вращения толщиной dr и шириной, равной расстоянию между дисками колеса (рис. 3). В точке A на единицу массы среды m действует реакция лопасти колеса, равная силе Кориолиса:

$$F = 2 m \omega w, \quad (7)$$

которая перпендикулярна направлению относительной скорости w и плоскости лопасти.

Разложим относительную скорость w на две составляющие. Радиальная ее часть $w \cdot \sin \beta$ вызывает появление соответствующей силы Кориолиса и реакцию лопасти F_u по ее преодолению, направленную радиально. Соответствующие реакции колеса определяются помимо (7) зависимостями:

$$F_u = 2 m \omega w \sin \beta, \quad (8)$$

$$F_r = 2 m \omega w \cos \beta. \quad (9)$$

За промежуток времени Δt точка A на поверхности лопасти проходит путь dr в радиальном направлении со скоростью $w \cdot \sin \beta$.

Промежуток времени равен

$$\Delta t = \frac{dr}{w \sin \beta}. \quad (10)$$

За этот промежуток времени точка A перемещается в направлении окружной скорости на расстояние

$$\Delta l_u = c_{cu} \Delta t = \frac{c_{cu} dr}{w \sin \beta}, \quad (11)$$

а в направлении скорости c_c

$$\Delta l = c_c \Delta t = \frac{c_c dr}{w \sin \beta}. \quad (12)$$

Выразим скорость перемещения среды через ее угловую скорость ω_s :

$$c_{cu} = \omega_s r. \quad (13)$$

Работа рассматриваемых сил равна их произведению на соответствующий путь перемещения среды

$$dA = F_u \Delta l = 2m\omega\omega_s \frac{rdr}{\sin^2 \beta}; \quad (14)$$

$$dA_u = F_u \Delta l_u = 2m\omega\omega_s r dr; \quad (15)$$

$$dA_r = F_r dr = 2m\omega\omega_s \frac{\cos^2 \beta}{\sin^2 \beta} r dr. \quad (16)$$

Интегрированием в пределах от r_1 до r_2 при условии постоянства угла наклона лопастей ($\beta = \beta_1 = \beta_2$) по радиусу колеса и угловой скорости среды ($\omega_s = \text{const}$) получены выражения соответствующих работ:

$$A = \int_{r_1}^{r_2} 2m\omega\omega_s \frac{rdr}{\sin^2 \beta} = \frac{m\omega\omega_s}{\sin^2 \beta} (r_2^2 - r_1^2); \quad (17)$$

$$A_u = \int_{r_1}^{r_2} 2m\omega\omega_s r dr = m\omega\omega_s (r_2^2 - r_1^2); \quad (18)$$

$$A_r = \int_{r_1}^{r_2} 2m\omega\omega_s \frac{\cos^2 \beta}{\sin^2 \beta} r dr = m\omega\omega_s \frac{\cos^2 \beta}{\sin^2 \beta} (r_2^2 - r_1^2). \quad (19)$$

Произведение угловой скорости колеса на входной и выходной радиусы представляет собой соответствующие окружные скорости ($\omega r_1 = u_1$, $\omega r_2 = u_2$), а для входа среды в колесо и выхода из него приняты равенства $\omega_s r_1 = c_{1cu}$, $\omega_s r_2 = c_{2cu}$.

С учетом этих особенностей формулы (17)–(19) принимают вид

$$A = \frac{m}{\sin^2 \beta} (u_2 c_{2cu} - u_1 c_{1cu}); \quad (20)$$

$$A_u = m (u_2 c_{2cu} - u_1 c_{1cu}); \quad (21)$$

$$A_r = m \frac{\cos^2 \beta}{\sin^2 \beta} (u_2 c_{2cu} - u_1 c_{1cu}). \quad (22)$$

Давление, создаваемое лопастями рабочего колеса, представляет собой удельную работу, отнесенную к единице объема

$$P = \frac{\rho}{\sin^2 \beta} (u_2 c_{2cu} - u_1 c_{1cu}); \quad (23)$$

$$P_u = \rho (u_2 c_{2cu} - u_1 c_{1cu}); \quad (24)$$

$$P_r = \rho \frac{\cos^2 \beta}{\sin^2 \beta} (u_2 c_{2cu} - u_1 c_{1cu}). \quad (25)$$

Найденные выражения идентичны формулам (4)–(6), полученным ранее [4]. При отсутствии закручивания потока среды на входе в рабочее колесо ($c_{1cu} = 0$) зависимости (23)–(25) упрощаются.

Сложением формул (24) и (25) выводится выражение (23), что подтверждает справедливость проведенных вычислений. Однако такая закономерность справедлива только при углах наклона лопастей до 90° . При больших углах β радиальная составляющая реакции колеса F_r направлена к оси вращения и снижает общее давление, развиваемое нагнетателем. В этом случае функция $\cos \beta$ имеет отрицательное значение, но в зависимости (25) она возводится в квадрат, и в целом выводится положительная величина работы. Поэтому при больших углах β для определения давления, создаваемого реакцией лопастей, из выражения (24) необходимо вычесть (25).

Заключение. В ходе проведенного исследования при использовании удельной работы, приходящейся на единицу объема среды, получены зависимости давления, которые идентичны формулам, полученным ранее при использовании мощности, передаваемой среде колесом. Давление, создаваемое реакцией колеса по преодолению силы инерции среды в радиальном направлении, при углах $\beta < 90^\circ$ увеличивает, а при $\beta > 90^\circ$ снижает общее давление нагнетателя.

ЛИТЕРАТУРА

1. Черкасский, В.М. Насосы, вентиляторы, компрессоры / В.М. Черкасский. – М.: Энергоатомиздат, 1984.
2. Касаткин, А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии / А.Г. Касаткин. – М.: Химия, 1971.
3. Поляков, В.В. Насосы и вентиляторы / В.В. Поляков, Л.С. Скворцов. – М.: Стройиздат, 1990.
4. Павлечко, В.Н. Влияние ускорения Кориолиса на напор радиального нагнетателя / В.Н. Павлечко // Наука и технология строительных материалов: состояние и перспективы развития: материалы междунар. науч.-техн. конф., Минск, 27–29 нояб. 2013 г. – Минск: БГТУ, 2013. – С. 166–170.

Поступила 17.03.2014

ON THE THEORETICAL PRESSURE A RADIAL BLOWER TAKING INTO ACCOUNT THE CORIOLIS FORCE

V. PAVLECHKO, S. PRATASAU

The dependences for calculation of theoretical pressure created by an impeller of a radial blower are analyzed. The dependences consider the difference of peripheral speeds of the impeller and of the media, the response of the blades to the inertial force of the media in various directions and the power required for displacement of the media. The equations taking into account the work carried out by the blades are derived for determination of the pressure. The obtained equations are identical to the derived earlier equations considering power transferred to the media by the blades. It was found that the total radial pressure created by the impeller increases at the blade angle below 90° and decreases at blade angle above 90° .