

УДК 621.65.01

ВЛИЯНИЕ ЛОПАСТЕЙ НА ДАВЛЕНИЕ ОСЕВОГО НАГНЕТАТЕЛЯ

Павлечко В.Н. (Белорусский государственный технологический университет, г. Минск, Беларусь), Казаченко Г.В. (Белорусский национальный технический университет, г. Минск, Беларусь)

Проведен анализ сил, действующих на среду со стороны лопастей осевого нагнетателя. Предложены формулы для определения скоростей движения среды и давления, создаваемого колесом, в зависимости от угла наклона лопастей. Получены выражения для определения давления, создаваемого центробежной силой, и потерь давления на разгон среды перед колесом. Установлено, что известное уравнение Эйлера, определяющее давление радиального нагнетателя, отражает только его динамическую часть и не учитывает статическую составляющую. Приведены графические зависимости отношений скоростей среды к окружной скорости колеса и создаваемого давления от угла наклона лопастей при постоянном его значении по радиусу колеса. Максимальная осевая скорость движения среды достигается при угле наклона лопастей $\beta = 45^\circ$.

Введение

В осевом нагнетателе передача энергии перемещаемой среде осуществляется лопастями, закрепленными на втулке. При этом лопасти перемещают среду в осевом и тангенциальном направлениях. Эта энергия может быть рассчитана по основному уравнению центробежной машины [1]

$$A_r = u(c_{2ua} - c_{1ua}) . \quad (1)$$

Для этой и последующих формул и рисунков условные обозначения расшифрованы в конце статьи.

В этом уравнении отражена только тангенциальная составляющая скорости движения среды, и не учитывается энергия, затрачиваемая на повышение давления среды в осевом направлении.

В работах [2, 3] проведен анализ сил воздействия колеса радиального нагнетателя на среду. Получены зависимости для определения динамического и статического давлений, которые создаются при вращении лопастей. Кроме того, рассмотрена также центробежная сила, которая создает часть статического давления. Определено, что известное уравнение Эйлера отражает только динамическую часть общего давления, создаваемого радиальным нагнетателем, и не учитывает его статическую составляющую. В настоящей работе проводится анализ влияния лопастей осевого нагнетателя по аналогии с влиянием лопастей радиального нагнетателя.

Результаты исследований

Рассмотрим отдельную лопасть, консольно закрепленную на втулке под углом β к плоскости вращения (рисунок 1). Втулка с лопастью вращаются с угловой скоростью ω . В первом приближении предполагаем лопасть плоской, имеющей одинаковую ширину b по радиусу, и пренебрегаем трением среды о конструктивные элементы нагнетателя. Среда перед нагнетателем движется только в осевом направлении без вращения

относительно оси вращения. Выделим на лопасти элементарную площадку $b \cdot dr$ на расстоянии r от оси вращения. При вращении лопасти элементарная площадка движется со скоростью u и действует на среду с силой dF , направленной перпендикулярно плоскости лопасти (рисунок 2). Эту силу представим в виде двух составляющих: dF_u , действующую в направлении окружной скорости, и dF_a , направленную вдоль оси вращения. Сила воздействия лопасти на среду пропорциональна площади миделевого сечения и квадрату скорости движения. Применительно к элементарной площадке упомянутые силы равны соответственно

$$dF = \rho b dr u^2; \tag{2}$$

$$dF_u = \rho b dr u^2 \sin \beta; \tag{3}$$

$$dF_a = \rho b dr u^2 \cos \beta, \tag{4}$$

где β – угол наклона лопастей.

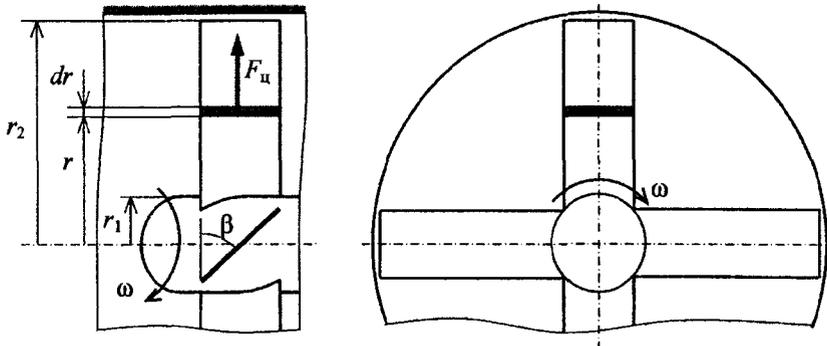


Рисунок 1 – Схема четырехлопастной осевой машины

Под действием этих сил среда перемещается в направлении, перпендикулярном плоскости лопасти, со скоростью c , в тангенциальном направлении – c_u , в осевом направлении – c_a (рисунок 3). Скорость движения среды c является геометрической суммой скоростей c_u и c_a , а с другой стороны – также геометрической суммой окружной скорости колеса u и относительной скорости среды w .

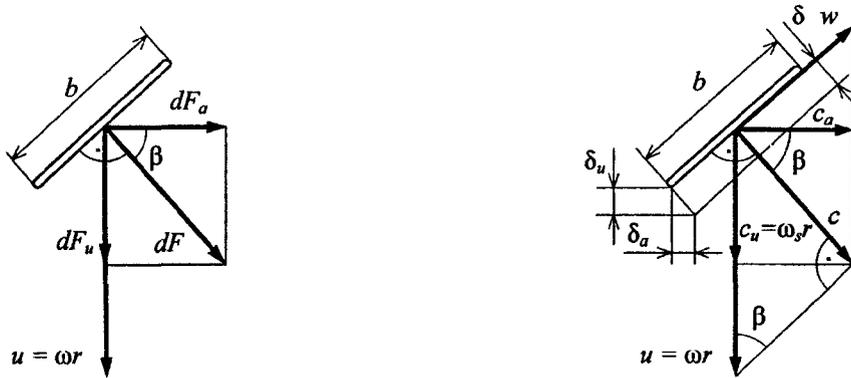


Рисунок 2 – Силы воздействия элементарной площадки лопасти на среду

Рисунок 3 – Скорости движения элементарного объема среды

Приведенные на рисунке 3 скорости геометрически взаимосвязаны. Из прямоугольника, образованного векторами скоростей c_a и c_u , вытекает

$$c = u \sin \beta ; \quad (5)$$

$$c_u = u \sin^2 \beta ; \quad (6)$$

$$c_a = c \cos \beta = u \sin \beta \cdot \cos \beta . \quad (7)$$

Из параллелограмма, образованного векторами скоростей w и u , следует

$$w = c \frac{\cos \beta}{\sin \beta} = u \cos \beta . \quad (8)$$

Угловые скорости вращения колеса и среды выражаются зависимостями соответственно

$$\omega = \frac{u}{r} ; \quad \omega_s = \frac{c_u}{r} . \quad (9)$$

Определим давление, создаваемое при вращении лопасти. Примем, что за промежуток времени dt элементарная площадка $b \cdot dr$ перемещается со скоростью u на расстояние $\delta_u = \delta \sin \beta$ (рисунок 3). Этот промежуток равен

$$dt = \frac{\delta \sin \beta}{u} . \quad (10)$$

За это время среда перемещается в направлении, перпендикулярном плоскости лопасти, в направлении окружной скорости и в осевом направлении на путь, который с учетом (5)-(7) соответственно равен

$$ds = c dt = \delta \sin^2 \beta ; \quad (11)$$

$$ds_u = c_u dt = \delta \sin^3 \beta ; \quad (12)$$

$$ds_a = c_a dt = \delta \sin^2 \beta \cos \beta . \quad (13)$$

Энергия, сообщаемая среде лопастями в перечисленных направлениях, равна произведению силы на путь перемещения среды и с учетом (11) определяется соответствующими выражениями

$$dA = dF ds = \rho b dr ds u^2 ; \quad (14)$$

$$dA_u = dF_u ds_u = \rho b dr ds u^2 \sin^2 \beta ; \quad (15)$$

$$dA_a = dF_a ds_a = \rho b dr ds u^2 \cos^2 \beta . \quad (16)$$

Создаваемое лопастью давление равно удельной работе, отнесенной к единице элементарного объема среды, равного $dV = b \cdot dr \cdot ds$. Давление, создаваемое лопастью в указанных выше направлениях, выражается соответственно зависимостями

$$P = \frac{dA}{dV} = \rho \left| u^2 \right|_r^2 ; \quad (17)$$

$$P_u = \frac{dA_u}{dV} = \rho \left| u^2 \right|_r^2 \sin^2 \beta ; \quad (18)$$

$$P_a = \frac{dA_a}{dV} = \rho \left| u^2 \right|_r^2 \cos^2 \beta . \quad (19)$$

При подстановке предельных значений скоростей с учетом выражения (6) формулы (17)-(19) преобразуются к виду

$$P = \rho \frac{u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}}{\sin^2 \beta}; \quad (20)$$

$$P_u = \rho (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}); \quad (21)$$

$$P_a = \rho (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}) \cos^2 \beta. \quad (22)$$

В отличие от уравнения (1) в формулах (20)-(22) учитываются статическое и динамическое давления, создаваемые лопастями, а также изменение давления по радиусу лопасти.

При закручивании среды возникает центробежная сила, равная произведению элементарной массы среды $dm = \rho b ds dr$ на ускорение $a = \omega_s^2 r$

$$dF_u = dm \cdot a = \rho b dr ds \omega_s^2 r. \quad (23)$$

Энергия, сообщаемая среде центробежной силой на пути dr , перемещения элементарного объема, составляет

$$dA_u = dF_u dr = \rho b dr ds \omega_s^2 r dr. \quad (24)$$

Давление, создаваемое центробежной силой на пути перемещения dr ,

$$dP'_u = \frac{dA_u}{dV} = \rho \omega_s^2 r dr, \quad (25)$$

а на пути перемещения среды от r_1 до r_2 ,

$$P_u = \int_{r_1}^{r_2} \rho \omega_s^2 r dr = \frac{\rho}{2} (c_{2u}^2 - c_{1u}^2). \quad (26)$$

С другой стороны, работа центробежной силы может быть представлена формулой [4]

$$A_u = \frac{m}{2} (c_{2u}^2 - c_{1u}^2),$$

а удельная работа, отнесенная к единице объема среды, выражает собой давление, создаваемое центробежной силой:

$$P_u = \frac{\rho}{2} (c_{2u}^2 - c_{1u}^2). \quad (27)$$

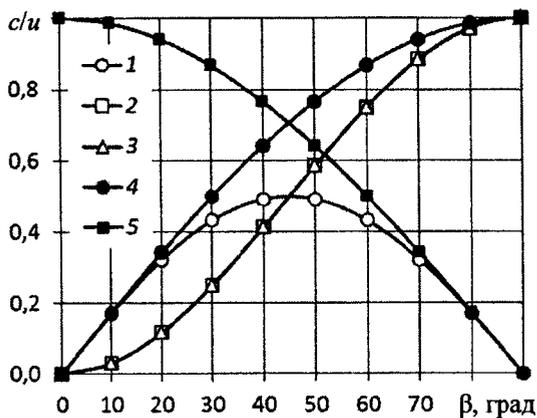
Сравнение формул (26) и (27) показывает равенство скоростей движения среды в радиальном и тангенциальном направлениях

$$c_{2u} = c_{2u}; \quad c_{1u} = c_{1u}. \quad (28)$$

Выражение для определения текущего давления, создаваемого центробежной силой, с учетом (6) и (28) имеет вид

$$P_u = \frac{\rho}{2} u^2 \sin^4 \beta. \quad (29)$$

Графические зависимости отношений скоростей в соответствии с формулами (5)-(8) и (28) к окружной скорости лопасти от угла наклона β приведены на рисунке 4.



1 - c_a/u ; 2 - c_u/u ; 3 - $c_{ц}/u$; 4 - c/u ; 5 - w/u
Рисунок 4 – Зависимость отношения скоростей от угла наклона лопастей

При увеличении угла наклона лопастей отношение c_a/u первоначально возрастает, достигает максимума при $\beta = 45^\circ$ и затем снижается до нуля. Следовательно, для достижения высоких осевых скоростей движения среды целесообразно принимать значения $\beta \approx 45^\circ$. Отношения $c_u/u = c_{ц}/u$ при $\beta < 20^\circ$ возрастают менее значительно, чем отношение c/u , а при дальнейшем увеличении угла – более существенно. Обратная тенденция наблюдается при возрастании этих зависимостей в диапазоне $\beta = 70-90^\circ$. Отношение скоростей w/u при увеличении угла наклона лопастей непрерывно снижается. Поскольку од-

ной из основных задач осевого нагнетателя является достижение максимального расхода среды, то угол наклона лопастей не должен превышать 45° . Увеличение скорости c_u при возрастании угла β более 45° несколько повышает расход среды и давление осевого нагнетателя, но требует дополнительных спрямляющих устройств и сопряжено с большими потерями энергии на трение.

Обычно среда забирается из некоторого объема, в котором она при его больших размерах практически неподвижна. При прохождении через нагнетатель несжимаемой среды (жидкости) или при сравнительно небольшом повышении давления (например, в вентиляторе) ее плотность практически не изменяется. Для таких случаев допустимо равенство объемного расхода среды и, соответственно, осевых скоростей ее движения на входе в нагнетатель и выходе из него. Для разгона среды до скорости c_a , с которой она проходит через нагнетатель, необходимо затратить определенную энергию (без учета потерь энергии на преодоление местных сопротивлений) и, соответственно, вычесть его из общего давления, сообщаемого лопастями среде. Эти потери выражаются зависимостью

$$P_{ск} = \frac{\rho}{2} c_a^2. \quad (30)$$

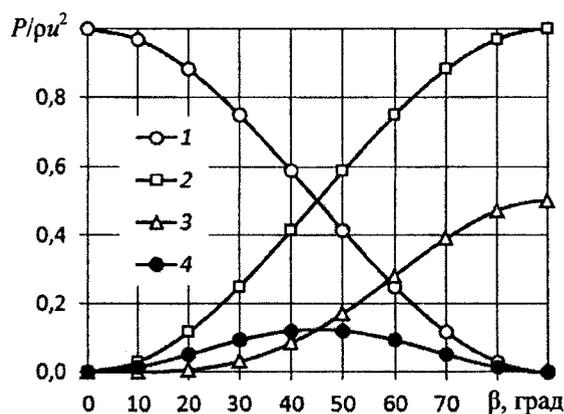
Подставим выражение осевой скорости c_a из (7) в (30)

$$P_{ск} = \frac{\rho}{2} u^2 \sin^2 \beta \cos^2 \beta. \quad (31)$$

Графическое изображение давлений, развиваемых осевым нагнетателем, в соответствии с формулами (18), (19), (29) и (31) приведено на рисунке 5. При этом принято, что закручивание потока перед лопастями отсутствует.

При увеличении угла наклона лопастей давление в осевом направлении непрерывно снижается, в тангенциальном направлении – возрастает. Давление, создаваемое центробежной силой, заметно меньше давления в тангенциальном направлении и достигает половины его величины при $\beta = 90^\circ$. При угле наклона лопастей 45° $P_u = P_a$, а $P_{ск}$ достигает своего максимального значения, которое значительно меньше двух предыдущих.

Полученные формулы отражают теоретические аспекты работы осевого нагнетателя и справедливы при отсутствии потерь энергии на трение.



1 - $P_a/\rho u^2$; 2 - $P_u/\rho u^2$; 3 - $P_{\tau}/\rho u^2$; 4 - $P_{\text{ос}}/\rho u^2$

Рисунок 5 – Зависимость давлений осевого нагнетателя от угла наклона лопастей

При небольшом изменении скорости c_a или при ее постоянстве сила F_a расходуется, в основном, на повышение давления среды, т.е. она создает статическое давление P_a . Сила F_u значительно изменяет величину скорости движения среды в тангенциальном направлении и создает тем самым динамическое давление P_u . Сила F_{τ} также как и сила F_u движет среду в направлении, перпендикулярном осевой скорости, но в отличие от нее это движение не влияет на давление, создаваемое осевым нагнетателем. Наиболее рационально радиальное движение среды сказывается в радиальном нагнетателе и частично – в диагональном, но

в осевой машине рассеивается и переходит в тепло.

Анализ формул (5)-(8) показывает, что текущие скорости движения среды пропорциональны окружной скорости колеса, т.е. его радиусу. Следовательно, на периферии скорости движения среды больше, чем возле втулки. Создаваемые осевым нагнетателем давления в соответствии с выражениями (20)-(22), (29) и (31) пропорциональны квадрату радиуса колеса. Значительно большее давление на периферии может привести к тому, что среда из этой области может перетекать к оси вращения, в область малого давления. Частично этому препятствует центробежная сила. Но не исключен также вариант движения среды вблизи втулки вдоль оси в обратном направлении (справа налево в соответствии с рисунком 1). Для устранения этого необходимо сближать значения предельных скоростей и давлений по радиусу колеса путем увеличения радиуса втулки r_1 или уменьшать угол наклона лопастей по мере увеличения радиуса.

Выводы

Максимальная осевая скорость движения среды достигается при угле наклона лопастей $\beta = 45^\circ$, и для получения максимального расхода среды через нагнетатель целесообразен угол наклона лопастей, не превышающий этого значения. Увеличение этого угла сверх указанного значения повышает тангенциальную скорость среды, но требует спрямляющих лопастей и сопряжено с потерями энергии на трение. Для предотвращения обратного тока среды вдоль оси вблизи втулки целесообразно сближать значения радиусов r_1 и r_2 или уменьшать угол наклона лопастей с увеличением радиуса.

Список использованных источников

1. Черкасский, В.М. Насосы, вентиляторы, компрессоры / В.М. Черкасский. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 416 с.
2. Павлечко, В.Н. К вопросу о теоретическом давлении радиального нагнетателя / В.Н. Павлечко, С.К. Протасов // ИФЖ. – 2014. – Т. 87, № 6. – С. 1448-1454.
3. Павлечко, В.Н. Влияние угла наклона лопастей на давление радиального нагнетателя / В.Н. Павлечко, С.К. Протасов // Химическая промышленность. – 2014. – Т. 91, № 5. – С. 252-258.

4. Яблонский, А.А. Курс теоретической механики: в 2 ч. / А.А. Яблонский, В.М. Никифорова // Часть I: Статика, кинематика. – М.: Высшая школа, 1966. – 439 с.

Условные обозначения

A – работа, Дж;
 b – ширина лопасти, м;
 β – угол между плоскостью лопасти и направлением, обратным окружной скорости, град;
 dV – элементарный объем среды, м³;
 c – скорость движения среды, м/с;
 F – сила, Н;
 δ, s – линейные размеры, м;
 m – масса среды, кг;
 P – давление, Па;
 t – время, с;
 r – радиус рабочего колеса, м;
 ρ – плотность среды, кг/м³;
 u – окружная скорость колеса, м/с;
 w – относительная скорость среды, м/с;
 ω – угловая скорость, рад/с.

Индексы:

a – осевой, аксиальный;
 r – радиальный;
 s – поток (stream), среда;
 t – теоретический;
 u – тангенциальный;
 ψ – центробежный;
 1 – вход в межлопастное пространство;
 2 – выход из межлопастного пространства.

Pavlechko V.N., Kazachenko G.V.

Effect of blades on pressure produced by an axial blower

The forces exerted on medium by blades of an axial blower are analyzed. The equations for calculation of speed of the medium and pressure created by the wheel based on the blade angle were derived. The equations were derived for pressure created by the centrifugal force and for pressure drop due to acceleration of the medium in front of the wheel. It was found that the well-known Euler equation describing pressure created by the radial blower considers only its dynamic part and does not consider the static component. The graphs demonstrating the speed of the medium as a function of radial speed of the wheel and the pressure created as a function of the blade angle are reported. The maximum axial speed of the medium is reached at the blade angle equal to 45°.

Поступила в редакцию 03.06.2015 г.