

УДК 621.65.01

ДАВЛЕНИЕ ОСЕВОГО НАГНЕТАТЕЛЯ С ИЗОГНУТЫМИ ЛОПАСТЯМИ

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

Выведены формулы для вычисления теоретических величин скоростей движения среды в осевом, тангенциальном и радиальном направлениях, а также скорости движения среды относительно лопасти колеса при изменении угла наклона лопастей по ходу движения среды. Получены выражения для расчета теоретических величин давлений: статического в осевом направлении и динамического в тангенциальном направлении, а также давления в радиальном направлении, создаваемого центробежной силой. Приведены графические зависимости отношений скоростей среды к окружной скорости колеса и создаваемого давления от изменяющегося угла наклона лопастей по ходу движения среды. При малых углах наклона лопасти создается преимущественно статическое давление. Максимальный расход среды достигается при угле наклона лопастей на выходе из колеса 58°. Величина давления, создаваемого центробежной силой, намного меньше давления, образованного лопастями.

Введение

Энергия, передаваемая среде вращающимся колесом осевого нагнетателя (рисунок 1), может быть рассчитана по основному уравнению центробежной машины [1]

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

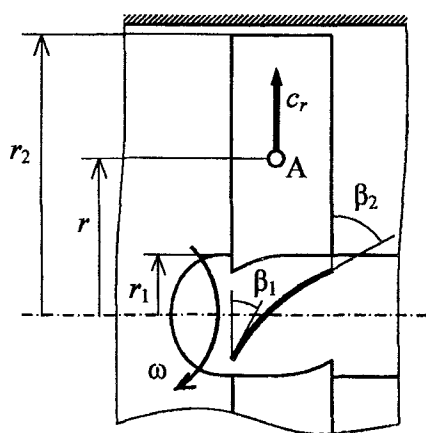


Рисунок 1. – Схема осевой машины с изогнутой лопастью

В известном уравнении учтена только кинетическая энергия, передаваемая колесом среде, и не отражена потенциальная энергия давления, приобретаемая средой.

В работе [2] рассмотрена лопасть в виде плоской пластины, закрепленной на втулке под углом β к плоскости вращения. На основе анализа сил, действующих на среду со стороны лопасти, при условии постоянства угла наклона лопасти β по ее длине определена скорость движения среды c в направлении, перпендикулярном плоскости лопасти, а также ее тангенциальная c_u и осевая c_a составляющие соответственно. Найдена также скорость движения

среды c_r в радиальном направлении, которая равна скорости движения среды в тангенциальном направлении ($c_r = c_u$). Отношения перечисленных параметров к окружной скорости колеса u при отсутствии закручивания среды на входе имеют вид:

$$\frac{c}{u} = \sin \beta; \quad (2)$$

$$\frac{c_u}{u} = \frac{c_r}{u} = \sin^2 \beta; \quad (3)$$

$$\frac{c_a}{u} = \sin \beta \cdot \cos \beta. \quad (4)$$

Отношение скорости w движения среды относительно лопасти к окружной скорости колеса u составляет

$$\frac{w}{u} = \cos \beta. \quad (5)$$

Найдены также выражения для расчета статического P_a , динамического P_u давлений среды, а также давления P_r , создаваемого центробежной силой:

$$P_a = \rho(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}) \cos^2 \beta; \quad (6)$$

$$P_u = \rho(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}); \quad (7)$$

$$P_r = \frac{\rho}{2}(c_{2u}^2 - c_{1u}^2). \quad (8)$$

Результаты исследований

Часто лопасти изготавливают изогнутыми для минимизации потерь на удар при входе среды в колесо (рисунок 1) так, чтобы угол наклона лопасти на входе в колесо был меньше, чем на выходе из него ($\beta_1 < \beta_2$). Выделим на поверхности изогнутой лопасти точку А, удаленную на расстояние r от оси вращения. Окружная скорость колеса в этой точке составляет $u = \omega r$, а среда движется под воздействием лопасти со скоростью c в направлении, перпендикулярном касательной к плоскости лопасти (рисунок 2). Тангенциальная c_u составляющая скорости среды направлена в сторону окружной скорости u , а осевая c_a – вдоль оси колеса. Под действием центробежной силы среда движется в радиальном направлении со скоростью c_r (рисунок 1). Значения этих скоростей могут быть определены из формул (2)-(4).

Отношения статического и динамического давлений, а также давления, создаваемого центробежной силой, к произведению плотности на окружную скорость колеса в квадрате в точке А могут быть определены, соответственно, по выражениям [2]:

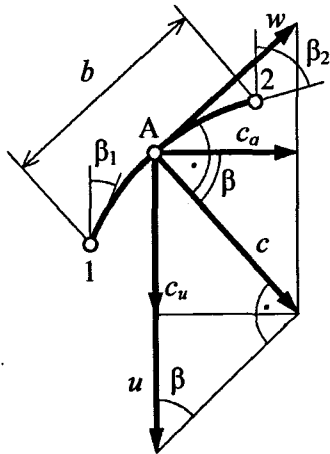


Рисунок 2. – Отношения скоростей движения среды к окружной скорости колеса

$$\frac{P_a}{\rho u^2} = \cos^2 \beta; \quad (9)$$

$$\frac{P_u}{\rho u^2} = \sin^2 \beta; \quad (10)$$

$$\frac{P_r}{\rho u^2} = \frac{\sin^4 \beta}{2}. \quad (11)$$

Поскольку угол наклона лопасти изменяется от β_1 на входе среды в колесо до β_2 на выходе из него, то меняются также величины скоростей в соответствии с выражениями (2)-(5). Отношения средних величин соответствующих скоростей движения среды по всей ширине лопасти к окружной скорости колеса в этом случае могут быть найдены интегрированием указанных зависимостей по переменной β [3]:

$$\frac{c_m}{u} = \frac{1}{\beta_2 - \beta_1} \int_{\beta_1}^{\beta_2} \sin \beta \, d\beta = \frac{|\cos \beta|_{\beta_1}^{\beta_2}}{\beta_2 - \beta_1}; \quad (12)$$

$$\frac{c_{um}}{u} = \frac{c_{rm}}{u} = \frac{1}{\beta_2 - \beta_1} \int_{\beta_1}^{\beta_2} \sin^2 \beta \, d\beta = \frac{|\beta - 0,5 \sin 2\beta|_{\beta_1}^{\beta_2}}{2(\beta_2 - \beta_1)}; \quad (13)$$

$$\frac{c_{am}}{u} = \frac{1}{\beta_2 - \beta_1} \int_{\beta_1}^{\beta_2} \sin \beta \cdot \cos \beta \, d\beta = \frac{|\sin^2 \beta|_{\beta_1}^{\beta_2}}{2(\beta_2 - \beta_1)}; \quad (14)$$

$$\frac{w_m}{u} = \frac{1}{\beta_2 - \beta_1} \int_{\beta_1}^{\beta_2} \cos \beta \, d\beta = \frac{|\sin \beta|_{\beta_1}^{\beta_2}}{\beta_2 - \beta_1}. \quad (15)$$

При изменении угла наклона лопасти по ходу движения среды меняется также давление, создаваемое лопастями и центробежной силой. Отношения средних величин статического и динамического давлений, а также давления, создаваемого центробежной силой, к произведению плотности на окружную скорость колеса в квадрате выводятся интегрированием соответствующих зависимостей (9)-(11) [3]:

$$\frac{P_{am}}{\rho u^2} = \frac{1}{\beta_2 - \beta_1} \int_{\beta_1}^{\beta_2} \cos^2 \beta \, d\beta = \frac{|\beta + 0,5 \sin 2\beta|_{\beta_1}^{\beta_2}}{2(\beta_2 - \beta_1)}; \quad (16)$$

$$\frac{P_{um}}{\rho u^2} = \frac{1}{\beta_2 - \beta_1} \int_{\beta_1}^{\beta_2} \sin^2 \beta \, d\beta = \frac{|\beta - 0,5 \sin 2\beta|_{\beta_1}^{\beta_2}}{2(\beta_2 - \beta_1)}; \quad (17)$$

$$\frac{P_{rm}}{\rho u^2} = \frac{1}{\beta_2 - \beta_1} \int_{\beta_1}^{\beta_2} \frac{\sin^4 \beta}{2} \, d\beta = \frac{|3\beta - 2 \sin 2\beta + 0,25 \sin 4\beta|_{\beta_1}^{\beta_2}}{16(\beta_2 - \beta_1)}. \quad (18)$$

С учетом результатов работы [2] выражения для расчета давления, создаваемого осевым нагнетателем, по всей ширине и длине лопасти от r_1 до r_2 принимают вид:

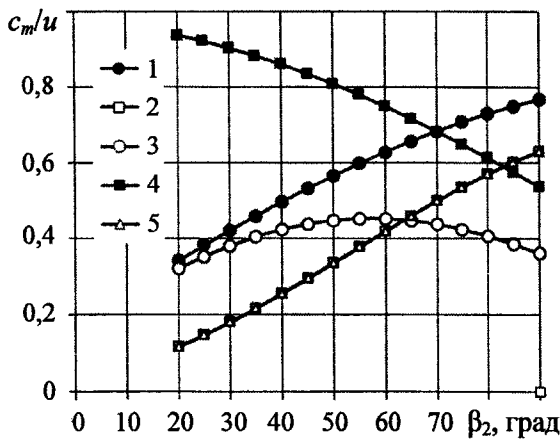
$$P_{am} = \rho (u_2 - u_1) \left[\frac{1}{2} + \frac{\sin 2\beta_2 - \sin 2\beta_1}{4(\beta_2 - \beta_1)} \right]; \quad (19)$$

$$P_{um} = \rho (u_2 - u_1) \left[\frac{1}{2} - \frac{\sin 2\beta_2 - \sin 2\beta_1}{4(\beta_2 - \beta_1)} \right]; \quad (20)$$

$$P_{rm} = \rho (u_2 - u_1) \left[\frac{3}{16} - \frac{\sin 2\beta_2 - \sin 2\beta_1}{8(\beta_2 - \beta_1)} + \frac{\sin 4\beta_2 - \sin 4\beta_1}{64(\beta_2 - \beta_1)} \right]. \quad (21)$$

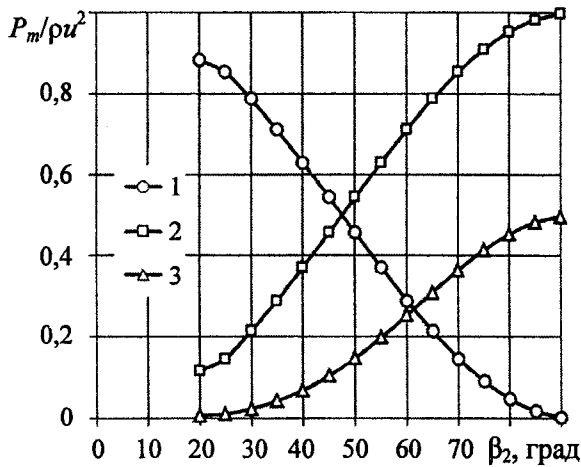
Графическое изображение функций в соответствии с формулами (12)-(15) при угле наклона лопасти на входе среды в колесо 20° приведено на рисунке 3.

С увеличением угла β_2 функции согласно выражениям (12) и (13) возрастают (значения первой больше), а функция по выражению (15) снижается. Функция в соответствии с формулой (14) первоначально возрастает, принимает максимальное значение при $\beta_2 \approx 58^\circ$ и затем снижается. Функции по выражениям (12) и (15) уравниваются при $\beta_2 = 70^\circ$, по



1 - c_m/u ; 2 - c_{um}/u ; 3 - c_{am}/u ;
4 - w_m/u ; 5 - c_{rm}/u

Рисунок 3. - Зависимости отношений скоростей от угла наклона лопастей на выходе из колеса



1 - $P_{am}/\rho u^2$; 2 - $P_{um}/\rho u^2$; 3 - $P_{rm}/\rho u^2$

Рисунок 4. - Зависимости давлений осевого нагнетателя от угла наклона лопастей на выходе из колеса

(13) и (15) – при $\beta_2 \approx 83^\circ$, по (13) и (14) – при $\beta_2 \approx 63^\circ$, а по (12) и (14) сближаются при уменьшении угла β_2 . Графическое изображение функций в соответствии с формулами (16)-(18) при том же угле наклона лопасти на входе среды в колесо приведено на рисунке 4.

По мере возрастания угла β_2 функция по формуле (16) снижается, а по (17) возрастает сначала медленно, затем энергично, и по мере приближения угла β_2 к 90° – опять медленно. При малых углах наклона лопасти создают преимущественно статическое давление. Функция по формуле (18) при возрастании β_2 увеличивается, как и по формуле (17), но ее рост менее значимый. Кроме того, центробежная сила создает давление в радиальном направлении, которое непосредственно не влияет на статическое и динамическое давление осевого нагнетателя.

Таким образом, для создания максимального статического давления угол наклона лопастей на входе в колесо должен быть минимальным, а на выходе из колеса составлять примерно 45° . При дальнейшем увеличении угла β_2 прирост статического давления, создание которого является одной из основных задач осевого нагнетателя, снижается, а динамического давления – возрастает, что усложняет задачу его последующего преобразования в статическое давление с помощью направляющего аппарата. При

этом возрастают потери энергии, связанные с трением потока о поверхности направляющего аппарата, а также увеличивается крутящий момент, создаваемый направляющим аппаратом, и, соответственно, усилия на опорную конструкцию. Максимальный расход среды достигается ориентировочно при угле наклона лопастей на выходе из колеса 58° .

Выводы

Найденные формулы позволяют определить теоретические параметры осевого нагнетателя с криволинейными лопастями. Скорости движения среды под влиянием лопастей в тангенциальном и радиальном направлениях равны по величине. Скорость движения среды в осевом направлении максимальна при угле наклона лопастей на выходе из колеса около 58° , что соответствует наибольшему расходу среды. При малых углах наклона лопасти создается преимущественно статическое давление. Угол накло-

на лопастей на выходе из колеса целесообразно принимать равным 45° . Величина давления, создаваемого центробежной силой намного меньше давления, образываемого лопастями.

Список цитированных источников

1. Черкасский, В.М. Насосы, вентиляторы, компрессоры / В.М. Черкасский. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 416 с.
2. Павлечко, В.Н. Влияние лопастей на давление осевого нагнетателя / В.Н. Павлечко, Г.В. Казаченко // Горная механика и машиностроение. – 2015. – № 3. – С. 56-62.
3. Воднев, В.Т. Основные математические формулы: справочник / В.Т. Воднев. – Минск: Вышэйшая школа, 1988. – С. 170-176.

Перечень условных обозначений

β – угол между касательной к плоскости лопасти и направлением, обратным окружной скорости, град.;

c – скорость движения среды, м/с;

P – давление, Па;

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 колеса, рад/с.

Индексы:

a – осевой, аксиальный;

m – среднее значение;

r – радиальный;

t – теоретический;

u – тангенциальный;

1 – вход в межлопастное пространство;

2 – выход из межлопастного пространства.

Pavlechko V.N., Kazachenko G.V.

Pressure of an axial blower as a function of a blade angle relative to the fluid flow direction

The equations for calculation of theoretical values of the axial, tangential, and radial velocities of a fluid and the velocity of a fluid relative to a rotor blade based on the blade angle along the fluid flow direction were obtained. The equations for calculation of the following theoretical pressures were derived: axial static pressure; tangential dynamic pressure; and radial pressure due to the centrifugal force. A ratio of the velocity of a fluid to the tangential velocity of a rotor and the generated pressure are presented graphically as functions of the blade angle along the flow direction. At small blade angles, the static pressure is mostly created. The maximum flow of the fluid is reached when a blade angle at the rotor outlet is equal to 58° . The pressure caused by the centrifugal force is significantly lower than the pressure created by the blades.

Поступила в редакцию 18.04.2016 г.