

УДК 621.436.004.5

Н.Г.Куць, Л.И.Гречихин

Луцкий национальный технический университет

## УСЛОВИЯ СОЗДАНИЯ ОТКРЫТЫХ КОМПЛЕКСИРОВАННЫХ ЭНЕРГОСИСТЕМ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ АВТОМОБИЛЯ

*Проведен анализ общей схемы работы вентилятора, и определен коэффициент преобразования открытой энергосистемы. Исследовано, какие взаимодействия возникают в процессе формирования вентилятором воздушного потока при взаимодействии его лопаток с окружающей атмосферой и рассмотрен ударный механизм отдельных молекул воздуха. Определены условия, при которых вентилятор переходит в режим работы теплового насоса. Разработано алгоритм и программу для компьютерного моделирования работы вентилятора, как теплового насоса. Показано, что вентилятор эффективно может быть использован в основном для охлаждения высокотемпературных энергетических агрегатов на автомобильном транспорте.*

**Ключевые слова:** вентилятор, открытая энергосистема, тепловой насос, транспортное средство, ламинарное обтекание, срывное течение, окружающая атмосфера, лопатки вентилятора, комплексированная энергосистема, кластер.

**Введение.** При движении автомобиля возникает взаимодействие с окружающей воздушной средой. Важную роль в этом процессе выполняет вентилятор. Если рассматривать отдельный элемент  $dS$ , который по отношению к воздушному потоку направлен под углом  $\alpha$  и движется со скоростью  $v$ , то за время  $dt$  взаимодействующая масса воздуха составит

$$\Delta m = \rho v dt \cos(\alpha) dS, \quad (1)$$

а изменение скорости

$$\Delta v = 2v \cos(\alpha). \quad (2)$$

На основании (1) и (2) сила давления воздушного потока на рассматриваемый элемент поверхности  $dS$  в соответствии со вторым законом Ньютона определится так:

$$\Delta F = 2\rho v^2 \cos^2(\alpha) dS. \quad (3)$$

Общая сила взаимодействия

$$F = 2\rho v^2 \int_S \cos^2(\alpha) dS = 2C_x \rho v^2, \quad (4)$$

где  $C_x$  – коэффициент, который определяется размерами и формой движущегося транспортного средства.

Затрачиваемая мощность энергосиловой установки транспортного средства на преодоление такой силы равна:

$$N = 2C_x \rho v^3. \quad (5)$$

Следовательно, движущийся автомобиль с окружающим воздухом взаимодействует существенным образом и это сложная энергосистема открытого типа. Если таким взаимодействием можно пренебречь, то тогда движущееся транспортное средство следует рассматривать как закрытую систему. Для закрытых систем справедливы механические законы сохранения, а для открытых систем законы сохранения не применимы, а применим закон превращения энергии, который четко был сформулирован Ломоносовым.

В процессе взаимодействия движущегося транспортного средства с окружающей атмосферой может происходить либо передача энергии от движущегося объекта в окружающую среду, либо наоборот -- среда передает свою энергию движущемуся объекту. В первом случае среда является пассивной, а во втором случае -- активной. Активная составляющая окружающей среды используется в ветроэнергетике, гидроэлектростанциях, солнечных преобразователях. Это естественные источники активной составляющей окружающей среды. Реализовать активную составляющую окружающей среды можно искусственным образом. Примером может служить авиационный воздушный винт в качестве теплового насоса [1] и работа турбин в турбореактивных двигателях [2].

Постановка проблемы. В настоящее время в энергетике возникла практически революционная ситуация, когда начались интенсивные поиски новых способов получения и преобразования энергии [3]. Важное значение приобретает разработка условий создания комплексированных энергосистем. Особенно когда речь идет об использовании тепловых насосов совместно с другими преобразователями энергии. В процессе работы тепловых насосов реализуются условия, когда сложная энергосистема становится открытой. В работе [4] показано, что при работе теплового насоса окружающая среда является активной средой. С этих позиций рассмотрим на примере работы вентилятора, как открытой системы, который используется для охлаждения различных нагревательных элементов в сложных энергосистемах. Поэтому возникает цель: выяснить принцип работы вентилятора, и в каких условиях он может работать как тепловой насос. Из поставленной цели вытекают следующие задачи:

- разработать общую схему работы вентилятора, и обосновать каким образом определяется коэффициент преобразования такой открытой энергосистемы;
- выяснить какие взаимодействия возникают в процессе формирования вентилятором воздушного потока;
- определить условия, при которых вентилятор переходит в режим работы теплового насоса;
- разработать алгоритм и программу для компьютерного моделирования работы вентилятора как теплового насоса.

Общая схема работы вентилятора. Вентилятор – это устройство для создания потока воздуха в заданном направлении. Общий принцип работы вентилятора при ламинарном обтекании приведен на рис. 1а, а при возникновении срывного течения приведен на рис. 1б.

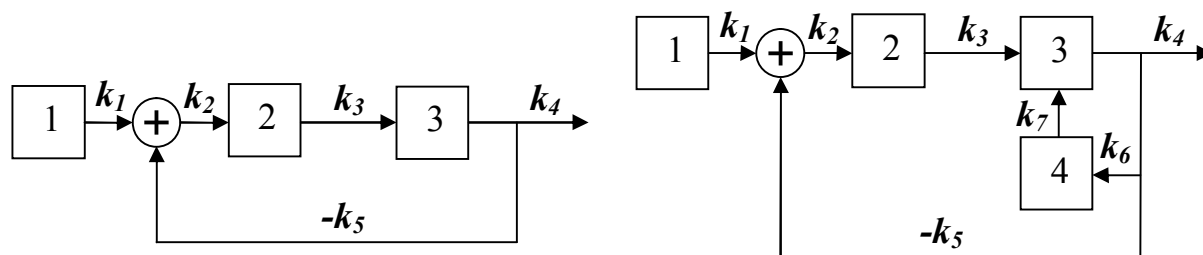


Рис. 1. Общая схема работы вентилятора:  
а) – при ламинарном обтекании и б) – при срывном течении

При ламинарном обтекании лопастей вентилятора затрачивается работа на создание потока воздуха и преодоление сил трения. Взаимодействие с окружающей средой не приводит к изменению внутренней энергии обтекаемого воздуха. Поэтому энергия, которую потребляет вентилятор от источника энергии, тратится преимущественно на создание движения воздуха в заданном направлении. Если источник содержит количество энергии  $Q$ , то мощность, отдаваемая источником, представляется линейным оператором  $k_1$  и составляет  $k_1 \dot{Q}$ . Эта энергия поступает в сумматор, в который подается мощность, обусловленная работой диссипативных сил, путем организации отрицательной обратной связи. После сумматора результирующая мощность подается в двигатель. Линейный оператор передачи энергии при этом реализуется  $k_2$ . Двигатель вентилятора вращает лопасти, которые формируют поток воздуха. Линейный оператор передачи мощности от двигателя к лопаткам вентилятора  $k_3$ , а от лопаток к потоку воздуха  $k_4$ . В соответствии с введенными операторами закон превращения энергии запишется так:

$$(k_1 - k_5 k_2 k_3) \dot{Q} = k_2 k_3 k_4 \dot{Q}. \quad (6)$$

Если равенство (6) поделить на мощность, потребляемую от источника, то получим

$$K = 1 - \frac{k_5 k_2 k_3}{k_1}, \quad (7)$$

где  $K$  - является коэффициентом преобразования потребляемой мощности к воздушному потоку, а отношение  $k_5 k_2 k_3 / k_1$  следует рассматривать как коэффициент потерь на преодоление диссипативных сил. В соответствии с (7) коэффициент преобразования всегда меньше единицы, и поэтому его следует рассматривать как коэффициент полезного действия.

При увеличении скорости вращения возникает срывное течение, за которым образуется зона разрежения. Давление в зоне разрежения за срывным течением, с учетом закона Бернулли,

$$P = P_0 \exp \left( -\frac{m_a v_{\Pi}}{2k_B T} \right). \quad (8)$$

Здесь  $P_0$  – давление в окружающей среде,  $m_a$  – средняя масса частиц воздуха,  $k_B$  – постоянная Больцмана,  $T$  – температура окружающего воздуха,  $v_{\Pi}$  – скорость движения потока воздуха вдоль поверхности лопасти вентилятора.

При заполнении зоны разрежения возникает отток энергии из окружающей среды к лопастям вентилятора. Окружающая среда в этом случае представляет собой дополнительный источник энергии. Общая схема работы вентилятора в этом случае приведена на рис. 1б. Закон превращения энергии для схемы рис. 1б имеет вид

$$k_1 \dot{Q} + k_6 k_7 \dot{Q}_1 = k_4 (k_2 k_3 \dot{Q} + k_6 k_7 \dot{Q}_1) + k_5 (k_2 k_3 \dot{Q} + k_6 k_7 \dot{Q}_1 + k_6 (k_2 k_3 \dot{Q} + k_6 k_7 \dot{Q}_1)). \quad (9)$$

Здесь  $\dot{Q}_1$  – значение максимальной мощности передачи энергии в единицу времени от окружающей среды к лопастям вентилятора,  $k_6$  – линейный оператор возбуждения активной составляющей окружающей среды и  $k_7$  – линейный оператор передачи мощности к лопастям вентилятора.

Потребление энергии контролируется только для источника 1. Контроль поступления энергии от источника 4 осуществляется по значению коэффициента преобразования, который равен

$$K = \frac{k_4 (k_2 k_3 \dot{Q} + k_6 k_7 \dot{Q}_1)}{k_1 \dot{Q}} = K_0 + \frac{k_4 k_6 k_7}{k_1} \frac{\dot{Q}_1}{\dot{Q}}, \quad (10)$$

где  $K_0$  – коэффициент преобразования при ламинарном обтекании лопастей вентилятора.

Операторы преобразования энергии могут быть найдены путем выяснения механизма различных взаимодействий окружающего воздуха с лопастями вентилятора.

Взаимодействие воздушного потока с лопастями вентилятора. Представим лопасти вентилятора в виде одной четверти эллипсоидальной поверхности с большой полуосью  $a$  и малой полуосью  $b$ . Большая полуось с радиусом  $r_0$  составляет угол  $\alpha$ . Ось  $X$ -в направим вдоль полуоси  $a$ , а ось  $Y$ -в – вдоль полуоси  $b$ . Начало отсчета поместим от оси вращения на удалении  $r_0$ .

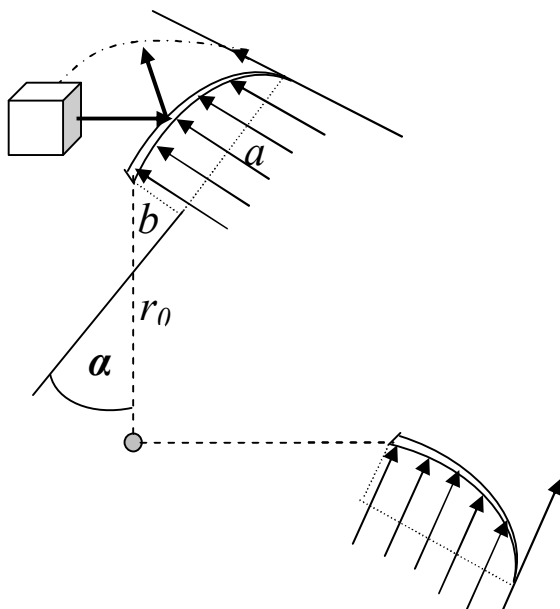


Рис. 2. Профиль лопаток и расположение их относительно оси вращения вентилятора

При таком расположении, как изображено на рис. 2, в зону разрежения из окружающей среды будет засасываться воздух со скоростью звука

$$\bar{v} = \sqrt{\kappa \frac{P}{\rho}}, \quad (11)$$

где  $\kappa$  – отношение теплоемкостей при постоянном давлении и постоянном объеме;  $P$  – давление в окружающей среде и  $\rho$  – плотность воздуха. Со скоростью звука  $\bar{v}$  каждая молекула воздуха будет сталкиваться с кластерами, которые формируют кристаллическое состояние вещества, из которого изготовлены лопасти вентилятора. Доля энергии, которая будет при упругом взаимодействии передаваться от молекулы воздуха к кластеру лопасти вентилятора с учетом энергии связи, в первом приближении составит [6]:

$$\Theta = \frac{8Mm_a}{(2M + m_a)^2} \quad (12)$$

где  $M$  – масса кластера.

Каждый кластер воспринимает удары молекул воздуха, поток которых формируется в заданном направлении со скоростью звука. При этом реализуется обычный конвективный теплообмен. Отраженный от лопасти воздух охлаждается до величины

$$\Delta T = T_{\infty} - \Theta \frac{m_a \bar{v}^2}{2k_B}. \quad (13)$$

Важно определить под каким углом следует располагать лопасти вентилятора, чтобы обеспечить охлаждение воздуха всей взаимодействующей плоскостью лопасти и когда такое охлаждение будет создавать максимальное увеличение момента на валу вращения вентилятора. Для этого определим условия расположения лопастей относительно оси вращения вентилятора путем расчета моментов сил, возникающих вследствие взаимодействия с лопастью вентилятора.

Так при ударе молекул воздуха о выпуклую поверхность лопасти возникает тормозящий момент. Возникающее при этом тангенциальное движение воздуха определяет возникновение центробежных ускорений и действие закона Бернулли, моменты сил которых противоположны ударному механизму. Следовательно, условие, при котором воздух будет охлаждаться, и при этом момент на валу вентилятора будет возрастать, для внешнего участка лопасти запишется так:

$$\chi = \frac{\Delta F_{\text{уд.}}}{\Delta F_{\text{ц}} + \Delta F_{\text{б}}} \leq 1. \quad (14)$$

Здесь ударное воздействие  $\Delta F_{\text{уд.}}$  определено формулой (3). Центробежное ускорение определяет силу

$$\Delta F_{\text{ц}} = \Delta m \frac{\Delta v_{\tau}^2}{R} = \rho dl dS \sin(\alpha) \cos(\alpha) \frac{v_{\text{б}}^2}{b}, \quad (15)$$

где  $dl = \sqrt{dx^2 + dy^2}$  - элемент дуги эллипсоидальной поверхности,  $R$  - радиус кривизны рассматриваемого элемента дуги, который у основания лопасти  $R = b$ ;  $v_{\text{б}}$  - линейная скорость элемента лопасти на удалении  $l$  от оси вращения.

Из закона Бернулли получаем гидродинамическую силу воздействия потока воздуха на лопасть вентилятора

$$\Delta F_{\text{б}} = \frac{\rho v_{\tau}^2}{2} dS = 0,5 \rho \bar{v}^2 \sin^2(\alpha) dS. \quad (16)$$

Уравнение (15) можно полагать бесконечно малой величиной второго порядка по сравнению с (8) и (16). Поэтому условие (14) окончательно примет вид

$$\chi = \text{ctg}^2(\alpha) \leq 1. \quad (17)$$

На основании (17) получаем, что лопасти эллипсоидальной формы вентилятора следует располагать под углом менее  $45^\circ$ . При таком расположении лопастей вентилятора последние будут выполнять роль вихревого теплового насоса. Примерная схема обтекания лопасти вентилятора в зависимости от направления вращения показана на рис. 3.

Когда лопасти вентилятора движутся своей вогнутой стороной, то они как бы захватывают

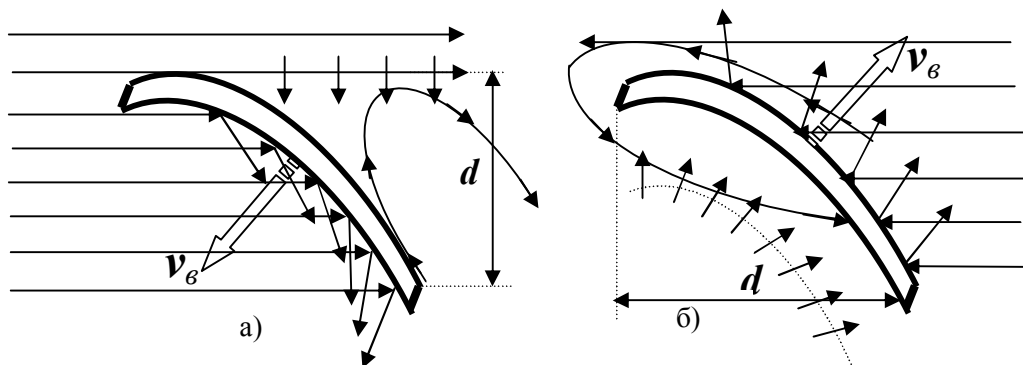


Рис. 3. Схема обтекания лопасти вентилятора при его вращении:

а) в направлении вогнутой стороны и б) в направлении выпуклой стороны

поток (рис. 3а). Воздействуя на каждую молекулу воздуха, происходит увеличение ее скорости, и тем самым происходит возрастание энтальпии потока воздуха, отбрасываемого лопастью. Воздух по выпуклой стороне лопасти может совершать одновременно как движение в ламинарном режиме, так и путем образования срывного течения. При ламинарном обтекании энтальпия потока воздуха не изменяется, а при срывном течении возникает зона разрежения. Эта зона заполняется воздухом окружающей атмосферы со скоростью звука. Удары молекул воздуха о выпуклую сторону лопасти отдают часть своей кинетической энергии самой лопасти, и при этом происходит уменьшение энтальпии воздействующего потока воздуха. Воздух охлаждается, а его поток

приводит к формированию центробежного и вследствие закона Бернулли оттока воздуха от выпуклой поверхности противоположно вращению вентилятора. На это тратится работа за счет дополнительного потребления энергии от источника. За вентилятором поток воздуха от изогнутой и выпуклой поверхностей лопасти смешиваются и практически энтальпия результирующего потока воздуха существенно не изменяется.

Характер взаимодействия молекул воздуха при вращении вентилятора в направлении вогнутой поверхности лопатки, как показано на рис. 3б, приведен на рис. 4. Направление вращения показано фигурной стрелкой. Для вогнутой поверхности на удалении  $x$  по большой полуоси удар молекул о поверхность происходит под углом  $\delta$ .

Из рис. 4 следует, что

$$\begin{aligned}\delta &= \pi/2 - (\alpha - \varphi); \\ \delta' &= \alpha - \varphi\end{aligned}\quad (18)$$

а нормальная и тангенциальные скорости равны соответственно:

$$\begin{aligned}v_n(x) &= 2\pi r n \cos(\delta'); \\ v_\tau(x) &= 2\pi r n \sin(\delta').\end{aligned}\quad (19)$$

Сила действия на элемент  $dx$  определяется тремя составляющими: ударное действие молекул воздуха нормальной составляющей; центробежное воздействие тангенциальной составляющей и действием закона Бернулли вследствие тангенциального движения воздуха вдоль вогнутой поверхности. Преодолевать необходимо только ударное действие молекул воздуха и тратить энергию на формирование потока воздуха за лопаткой.

Если ось  $Z$  направить вдоль лопатки по радиусу  $r_0$ , то масса воздуха за время  $dt$  провзаимодействует с элементом ширины лопатки  $dl$  следующей величины

$$dm = \rho_0 dl dz \sin(\delta') v_B dt = 2\pi r n \rho_0 dx dz dt \frac{\sin(\delta')}{\cos(\gamma)}. \quad (20)$$

Здесь  $dl = \sqrt{dx^2 + dy^2} = dx / \cos(\gamma)$ , а угол  $\gamma$  определяется через производную от эллипсоидальной кривой на удалении  $x$  вдоль большой полуоси эллипса. Время  $dt = dl / v_\tau = dx / [2\pi r n \cos(\gamma) \sin(\delta')]$ .

Учитывая (19) и (20), все три силы, действующие на элемент ширины лопатки  $dl$  перпендикулярно радиусу вращения вентилятора, необходимо все эти силы вентилятору преодолевать и они равны:

$$\begin{aligned}dF_{y0} &= 4\pi^2 r^2 n^2 \rho_0 dx dz \frac{\sin(\delta') \cos^2(\delta')}{\cos(\gamma)}; \\ dF_{\text{ц}} &= 4\pi^2 r^2 n^2 \rho_0 dx dz \frac{\sin^2(\delta') \cos(\delta')}{\cos^2(\gamma)} \frac{dx}{r_{\text{кр}}}; \\ dF_B &= 2\pi^2 r^2 n^2 \rho_0 dx dz \frac{\sin^3(\delta')}{\cos(\gamma)}.\end{aligned}\quad (21)$$

Здесь  $r$  – радиус элемента лопатки от оси вращения и равен

$$r = \sqrt{\left[r_0 + c \cos(\alpha + \arctg(b/a) - c \cos(\alpha + \arctg(y(x)/(a-x)))\right]^2 + c^2 \sin^2(\alpha + \arctg(y(x)/(a-x))}$$

и в свою очередь  $c = \sqrt{a^2 + b^2}$ ,  $\alpha$  – угол менее  $45^\circ$  установки лопатки на оси вращения вентилятора и  $r_{\text{кр}}$  – радиус кривизны эллипсоидальной поверхности на удалении  $x$  вдоль большой полуоси  $a$ , определяемый из равенства производной для эллипса и окружности. Отсюда следует, что

$$r_{\text{кр}} = \sqrt{a^4/b^2 + (a^2/b^2 - 1)x^2}. \quad (22)$$

Результирующая сила представляет собой двойной интеграл вида

$$F_{\text{вып.}} = - \int_0^a \int_0^h (dF_{y\partial.} + dF_{\text{Ц}} + dF_{\text{Б}}) \frac{dx}{a} \frac{dz}{h}, \quad (23)$$

а результирующий момент силы

$$M_{\text{вып.}} = - \int_0^a \int_0^h (dF_{y\partial.} + dF_{\text{Ц}} + dF_{\text{Б}}) r \frac{dx}{a} \frac{dz}{h}. \quad (24)$$

Возрастание температуры воздуха вследствие ударного воздействия лопатками вентилятора произойдет максимум на

$$\Delta T = \frac{m_a 4\pi^2 R^2 n^2}{6k_B}. \quad (25)$$

При  $R = 0,1$  м и  $n = 100$  Гц  $\Delta T \sim 1,7$  К. Такое изменение температуры потока практически можно не учитывать.

Когда обтекание воздуха по выпуклой стороне лопаток осуществляется в области срывного течения, то в этом случае момент силы, обусловленный ударным действием молекул воздуха, способствует вращению вентилятора, а центробежные силы и силы вследствие действия закона Бернулли, наоборот препятствуют вращению вентилятора. В зависимости от соотношения этих сил происходит как увеличение потребления энергии от источника, так и уменьшение такого потребления. Это способствует либо большему, либо меньшему потреблению энергии от источника при заданной скорости вращения. Основное потребление энергии от источника реализуется за счет работы, затрачиваемой на создание потока воздуха перед лопаткой вентилятора и увеличение энтальпии этого потока. Энтальпия потока воздуха за вентилятором резко уменьшается вследствие адиабатического расширения при заполнении области за срывным течением и уменьшения кинетической энергии каждой молекулы воздуха после упругого удара о вогнутую поверхность лопатки. Поэтому за вентилятором результирующая энтальпия существенно не изменяется. Однако при этом важно оценить условия, когда возникает срывное течение.

Время полного заполнения зоны разрежения в срывном течении

$$t_{\text{зан.}} = \frac{c \cos(\alpha + \eta)}{\bar{v}}, \quad (26)$$

где угол  $\eta = \arctg(b/a)$ ;  $R = \sqrt{[r_0 + c \cos(\alpha + \eta)]^2 + c^2 \sin^2(\alpha + \eta)}$  – радиус ометаемой поверхности лопатками вентилятора и  $r_0$  – радиус кока вентилятора.

За время  $t_{\text{зан.}}$  лопатка вентилятора сместится на угол

$$\varphi_0 = 2\pi n t_{\text{зан.}}. \quad (27)$$

Здесь  $n$  – частота вращения вентилятора.

При заданной скорости вращения вентилятора за время  $t$  лопатка сместится на угол  $\varphi$ . Если угол  $\varphi$  будет меньше угла  $\varphi_0$ , то срывное течение образуется на некотором удалении  $x$  от начала лопатки. Это расстояние может быть найдено путем решения нелинейного уравнения вида

$$\frac{1}{2\pi n} \arctg \left( \frac{c \sin(\alpha + \eta) - c_1 \sin(\alpha + \eta')}{r_0 + c \cos(\alpha + \eta) - c_1 \cos(\alpha + \eta')} \right) = t_{\text{зан.}}, \quad (28)$$

где  $c_1 = \sqrt{x^2 + b^2(1 - x^2/a^2)}$  и  $\eta' = \arctg(b\sqrt{1 - x^2/a^2}/(a - x))$ .

Произведем конкретные оценки для лопаток вентилятора, выполненных из алюминия в виде эллипсоидальной поверхности с размерами большой полуоси  $a = 5$  см, малой полуоси  $b = 2$  см и с радиусом кока  $r_0 = 5$  см. Радиус ометаемой поверхности при угле наклона большой полуоси по отношению к радиусу вращения  $\alpha = 32^\circ$  равен 9,265 см.

Кластер алюминия представляет собой простую кубическую структуру, состоящую из семи трехатомных молекул  $\text{Al}_3$ , что соответствует гранецентрированной структуре кристалла алюминия. Поэтому масса кластера алюминия равна  $21m_a m_0 = 21 \cdot 26,98 \cdot 1,66 \cdot 10^{-27} = 9,41 \cdot 10^{-24}$  кг ( $m_a$  – атомный вес атома алюминия и  $m_0$  – масса одной единицы атомного веса). При упругом столкновении молекул воздуха с кластером алюминия доля передаваемой энергии в соответствии с (12) равна  $\Theta = 0,097$ .

За выпуклой стороной лопатки вентилятора образуется зона срывного течения. Полностью зона срывного течения образуется за время, определяемое уравнением (26). Оно равно  $9,2 \cdot 10^{-5}$  сек. Этому времени соответствует критическая частота вращения 844 Гц. Чтобы за вентилятором образовывалось полностью срывное течение, его лопасти должны вращаться со сверхзвуковой скоростью. При дозвуковых скоростях вращения срывное течение будет образовываться, но только в небольшой области. Эта область определяется путем решения нелинейного уравнения (28). На каких удалениях возникает срывное течение при различных скоростях вращения представлено табл. 1

Таблица 1

Положение точки срыва течения на большой полуоси в зависимости от частоты вращения

Пара метры	Частота вращения, Гц							
	30	50	60	75	100	200	300	400
$\varphi_0$ , град.	1,00	1,66	2,00	2,49	3,33	6,65	9,98	13,30
$x_{кр.2}$ , см	0,92	1,01	1,06	1,12	1,23	1,66	2,12	2,63
$x_{кр.1}$ , см	2,95	2,84	2,79	2,70	2,55	1,84	0,97	0

Из табл. 1 следует, что при малых скоростях вращения срывное течение образуется вблизи осевой части лопатки. До точки срыва реализуется ламинарное обтекание. Скорость движения потока обусловлена только скоростью вращения вентилятора. При этом отсутствует ударный механизм взаимодействия. Реализуются только центробежные силы и силы, возникающие вследствие уменьшения давления в соответствии с законом Бернулли. Эти силы на элемент длины лопатки  $dl$  равны

$$\Delta F_{\text{ц}} = 2\rho\pi^2 r^2 n^2 (R-r)(\varphi_0 - \varphi) dx dz \frac{\cos(\delta)}{\cos(\gamma)} \frac{1}{r_{кр.}}; \quad (29)$$

$$\Delta F_{\text{б}} = 2\rho\pi^2 r^2 n^2 (R-r)(\varphi_0 - \varphi) dx dz \frac{\cos(\delta)}{\cos(\gamma)}$$

где  $r$  – радиус вращения точки  $x$  на большой полуоси  $a$ ;  $\varphi_0$  – угол, перекрываемый лопаткой по дуге ометаемой поверхности; угол  $\delta = \alpha + \varphi_0 - \varphi$ . Эти силы создают вращающий момент, противоположный направлению вращения вентилятора, который равен

$$M = \int_{x_{кр.}}^a -(\Delta F_{\text{ц}} + \Delta F_{\text{б}}) r \frac{dx}{a}. \quad (30)$$

Образующееся разрежение в срывном течении заполняется воздухом во взаимно перпендикулярных направлениях, как это показано на рис. 4 вдоль радиуса вращения и перпендикулярно радиусу вращения с учетом линейной скорости вращения лопатки. Угол, под которым распространяется поток воздуха, равен

$$\beta = \arctg\left(\frac{\bar{v} - 2\pi rn}{\bar{v}}\right). \quad (31)$$

Молекулы воздуха бомбардируют внешнюю поверхность на удалении  $x$  вдоль большой полуоси  $a$  под углом  $\delta$ , который равен

$$\delta = \pi/2 - \delta'; \quad \delta' = (\alpha + \beta - \varphi). \quad (32)$$

Нормальная и тангенциальная скорости удара молекул воздуха о вогнутую поверхность лопатки вентилятора равны

$$v_n = \bar{v} \sin(\delta'); \quad v_{\tau} = \bar{v} \cos(\delta'). \quad (33)$$

На элемент длины эллипсоидальной поверхности лопатки  $dl$  воздействует масса

$$\Delta m = \rho dl dz \bar{v} \cos(\delta') dt, \quad (34)$$

где  $dt = dl / v_{\tau} = dl / \bar{v} \cos(\delta')$ .

На основании (31)-(34) силы воздействия на элемент длины выразятся так:

$$\Delta F_{\text{уд.}} = \rho dx dz \bar{v}^2 \frac{\sin(\delta') \cos^2(\delta')}{\cos(\gamma)};$$

$$\Delta F_{\text{ц}} = \rho dx^2 dz \bar{v}^2 \sin^2(\delta') \cos(\delta') / [\cos^2(\gamma) r_{кр.}]; \quad (35)$$

$$\Delta F_{\text{б}} = \rho dx dz \bar{v}^2 \sin^3(\delta') / \cos(\gamma).$$

Результирующая сила перпендикулярно радиусу вращения

$$F_{рез.} = \int_0^{x_{кр.}} \int_0^h (\Delta F_{y0.} - \Delta F - \Delta F) \frac{dx dz}{ah}, \quad (36)$$

а момент силы

$$M_{рез.,1} = \int_0^{x_{кр.}} \int_0^h (\Delta F_{y0.} - \Delta F - \Delta F) r \frac{dx dz}{ah}. \quad (37)$$

Потребляемая мощность вентилятором в соответствии с (31) равна

$$N_1 = 2\pi n M_{рез.,1}. \quad (38)$$

Результат расчета потребляемой мощности четырехлопастным вентилятором приведен на рис. 5.

Мощность, потребляемой вентилятором, от частоты вращения в соответствии с общим определением (5) должна зависеть пропорционально третьей степени частоты вращения. Реально эта зависимость пропорциональна примерно 3/2, и с ростом скорости вращения уменьшается и переходит в линейную зависимость. Это результат воздействия многих сил на лопасти вентилятора, которые возникают вследствие взаимодействия их с окружающей атмосферой. С ростом числа ступеней вентилятора мощность потребления незначительно уменьшается.

При вращении в направлении вогнутой поверхности сила ударного взаимодействия в области срывного течения направлена вдоль направления движения. По мере возрастания частоты вращения эта сила увеличивается и мощность, потребляемая вентилятором, стремится к линейной зависимости от частоты вращения. При этом изменение температуры потока, отбрасываемого вентилятором, уменьшается.

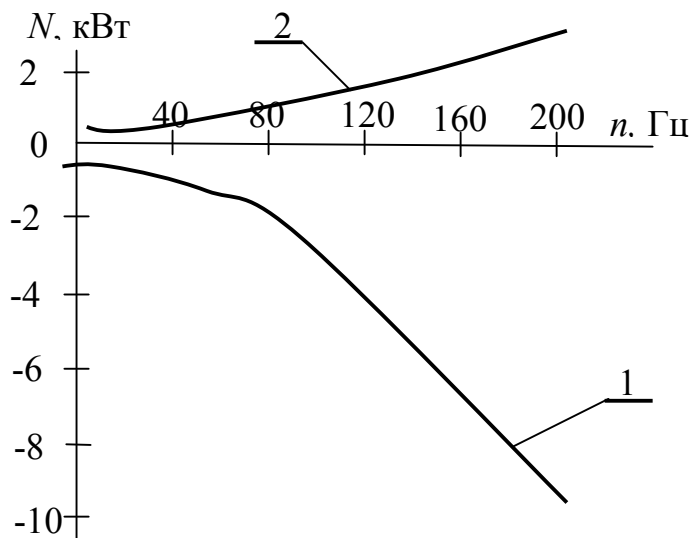


Рис. 5. Зависимость мощности, потребляемой вентилятором, от частоты вращения: 1 – движение вогнутой поверхностью и 2 – движение выпуклой поверхностью

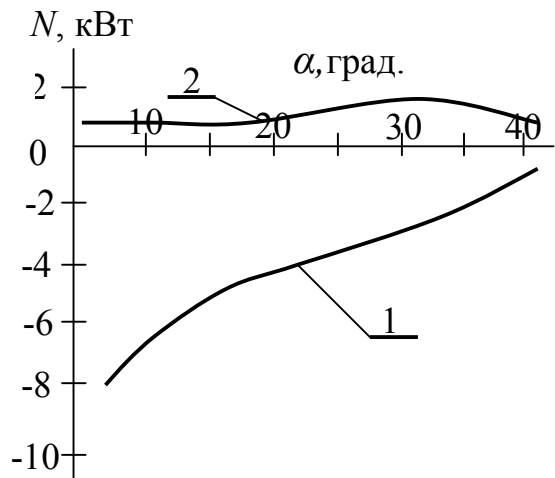


Рис. 6. Зависимость мощности, потребляемой вентилятором от угла установки лопастей при частоте вращения 75 Гц: 1- движение вогнутой поверхностью и 2 – движение выпуклой поверхностью

На рис. 6 приведена зависимость мощности, потребляемой вентилятором, при частоте вращения 75 Гц в зависимости от угла установки лопастей. Уменьшение мощности обусловлено тем, что при возрастании угла установки лопастей относительно оси вращения происходит уменьшение площади взаимодействия с окружающей атмосферой. При установке лопастей более 40° вентилятор генерирует поток противоположно вращению и прекращает создавать поток воздуха в направлении вращения.



В случае вращения вентилятора в направлении выпуклой поверхности только одна сила препятствует движению, а все остальные силы, возникающие вследствие вращения вентилятора, направлены в направлении вращения. Поэтому энергопотребление при заданной скорости вращения резко уменьшается и, особенно, при возрастании скорости вращения вентилятора. Характер взаимодействия молекул воздуха при вращении вентилятора в направлении выпуклой поверхности лопатки приведен на рис. 7. Направление вращения показано фигурной стрелкой. Для выпуклой поверхности на удалении  $x$  по большой полуоси удар молекул о поверхность происходит под углом  $\delta$ .

Из рис. 7 следует, что

$$\begin{aligned}\delta &= \pi/2 - (\gamma + \varphi_0 - \varphi); \\ \delta' &= \gamma + \varphi_0 - \varphi\end{aligned}\quad (39)$$

а нормальная и тангенциальные скорости равны соответственно

$$\begin{aligned}v_n(x) &= 2\pi r n \cos(\delta'); \\ v_\tau(x) &= 2\pi r n \sin(\delta').\end{aligned}\quad (40)$$

Сила действия на элемент  $dx$  определяется тремя составляющими: ударное действие молекул воздуха нормальной составляющей; центробежное воздействие тангенциальной составляющей и действием закона Бернулли вследствие тангенциального движения воздуха вдоль выпуклой поверхности. Преодолевать необходимо только ударное действие молекул воздуха.

Если ось  $Z$  направить вдоль лопатки, то масса воздуха за время  $dt$  провзаимодействует с элементом ширины лопатки  $dl$  следующей величины

$$dm = \rho_0 dl dz \sin(\delta') v_B dt = 2\pi r n \rho_0 dx dz dt \frac{\sin(\delta')}{\cos(\gamma)}. \quad (41)$$

Здесь  $dl = \sqrt{dx^2 + dy^2} = dx / \cos(\gamma)$ , а угол  $\gamma$  определяется через производную от эллипсоидальной кривой на удалении  $x$  вдоль большой полуоси эллипса. Время  $dt = dl / v_\tau = dx / [2\pi r n \cos(\gamma) \sin(\delta')]$ .

Учитывая (40) и (41), все три силы, действующие на элемент длины лопатки  $dl$  перпендикулярно радиусу вращения вентилятора равны

$$\begin{aligned}dF_{y\partial} &= 4\pi^2 r^2 n^2 \rho_0 dx dz \frac{\sin^2(\delta') \cos(\delta')}{\cos(\gamma)}; \\ dF_{ц} &= 4\pi^2 r^2 n^2 \rho_0 dx dz \frac{\sin^3(\delta')}{\cos^2(\gamma) r_{кр.}}; \\ dF_B &= 2\pi^2 r^2 n^3 \rho_0 dx dz \frac{\sin^3(\delta')}{\cos(\gamma)}.\end{aligned}\quad (42)$$

Результирующая сила представляет собой двойной интеграл вида

$$F_{выт.} = \int_0^a \int_0^h (-dF_{y\partial} + dF_{ц} + dF_B) \frac{dx dz}{a h}, \quad (43)$$

а результирующий момент силы

$$M_{выт.} = \int_0^a \int_0^h (-dF_{y\partial} + dF_{ц} + dF_B) r \frac{dx dz}{a h}. \quad (44)$$

Возрастание температуры воздуха вследствие ударного воздействия лопатки вентилятора произойдет в соответствии с (31) максимум на  $\Delta T \sim 1,7$  К. Такое изменение температуры потока практически можно не учитывать.

За вогнутой стороной лопатки вентилятора образуется только срывное течение, и само взаимодействие с окружающей средой представляет собой сложный процесс. Зона разрежения за

срывным течением заполняется воздухом во взаимно перпендикулярных направлениях, как это показано на рис. 7 вдоль радиуса вращения и перпендикулярно радиусу вращения с учетом линейной скорости вращения лопасти. Угол, под которым распространяется поток воздуха, определяется по (31).

На основании рис.7 заполнение зоны разрежения происходит в двух разных областях по-разному. Разделение первой и второй зон в зависимости от скорости вращения вентилятора происходит на расстоянии  $x_{кр.,1}$ , и определяется путем решения нелинейного уравнения вида

$$\arctg\left(\frac{b\sqrt{1-(a-x_{кр.,1})^2/a^2}}{(a-x_{кр.,1})}\right) = \arctg\left(\frac{c\sin(\alpha + \arctg(b/a))}{r_0 + c\cos(\alpha + \arctg(b/a))}\right) + \arctg\left(\frac{\bar{v} - 2\pi rn}{\bar{v}}\right) - \alpha. \quad (45)$$

Конкретные значения в зависимости от частоты вращения вентилятора приведены в табл. 1. Полученные значения  $x_{кр.,1}$  для второй области являются верхним пределом интегрирования.

В первой области встречаются два потока со взаимно противоположным движением. В результате в этой зоне возникает гидродинамическое давление, равное  $0,5\rho\bar{v}^2 = 0,76$  атм. На внешней стороне на выделенном элементе поверхности воздух движется со скоростью

$$v_\tau = 2\pi rn\sin(\gamma + \varphi_0 - \varphi) \quad (46)$$

и создает гидродинамическое давление  $0,5\rho v_\tau^2$ . Разность этих давлений определяет результирующий момент и соответственно мощность

$$N = \int_{x_{кр.,1}}^a \pi n \rho (\bar{v}^2 - v_\tau^2) r \frac{\cos(\gamma + \varphi_0 - \varphi)}{\cos(\gamma)} h dx. \quad (47)$$

Во второй области молекулы воздуха бомбардируют внутреннюю поверхность на удалении  $x$  вдоль большой полуоси  $a$  под углом  $\delta''$ , который равен

$$\delta'' = \beta - \gamma; \quad \delta''' = \beta + \varphi_0 - \varphi - \arctg\left(\frac{b\sqrt{1-x^2/a^2}}{a-x}\right). \quad (48)$$

Нормальная и тангенциальная скорости удара молекул воздуха о вогнутую поверхность лопасти вентилятора определяются следующим образом

$$v_n = \bar{v} \sin(\delta''); \quad v_\tau = \bar{v} \cos(\delta''). \quad (49)$$

На элемент длины эллипсоидальной поверхности лопасти  $dl$  воздействует масса

$$\Delta m = \rho dl dz \bar{v} \sin(\delta'') dt, \quad (50)$$

где  $dt = dl / v_\tau = dl / \bar{v} \cos(\delta'')$ .

На основании (48)-(50) силы воздействия на элемент длины выразятся так:

$$\begin{aligned} \Delta F_{y0} &= \rho dx dz \bar{v}^2 \frac{\sin^2(\delta'') \cos(\delta'')}{\cos(\gamma)}; \\ \Delta F_{\tau} &= \rho dx dz \bar{v}^2 \sin(\delta'') \cos(\delta'') \cos(\delta'') / [\cos^2(\gamma) r_{кр.}]; \\ \Delta F_b &= \rho dx dz \bar{v}^2 \cos^2(\delta'') \cos(\delta'') / \cos(\gamma). \end{aligned}$$

Результирующая сила перпендикулярно радиусу вращения

$$F_{рез.} = \int_0^{x_{кр.}} \int_0^h (\Delta F_{y0} + \Delta F + \Delta F_b) \frac{dx dz}{ah}$$

а момент силы

$$M_{рез.,2} = \int_0^{x_{кр.}} \int_0^h (\Delta F_{y0} + \Delta F + \Delta F_b) r \frac{dx dz}{ah}$$

Такому моменту силы соответствует мощность

$$N_2 = 2\pi n M_{рез.,2}.$$

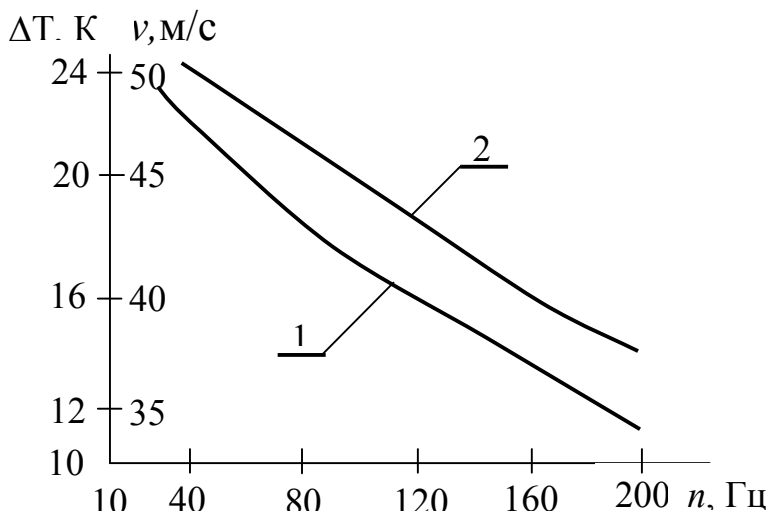


Рис. 8. Зависимость от скорости одноступенчатого вентилятора в направлении выпуклой стороны вращения: 1- изменения температуры и 2 – скорости вращения отбрасываемого потока воздуха.

Поток воздуха, отбрасываемый вентилятором охладится в среднем на величину

$$\Delta T = \int_0^{x_{sp}} \frac{\Theta m_a (\bar{v} - 2\pi r n)^2 dx}{2k_B a} \quad (55)$$

В зависимости от частоты вращения охлаждение потока воздуха за вентилятором представлено на рис. 8. С возрастанием частоты вращения температура охлаждения потока воздуха за вентилятором практически падает по линейному закону. Если температура окружающего воздуха одноступенчатого вентилятора будет меньше 294 К, то его корпус начнет охлаждаться на столько, что возникнет оледенение. Для двухступенчатого вентилятора охлаждение воздуха произойдет на 34,5 К, а для трехступенчатого – на 48,4 К. Следовательно, при работе многоступенчатого вентилятора произойдет его существенное охлаждение. В процессе испытания вентилятора на стенде действительно наблюдалось интенсивное оледенение кока [6]. Охлажденный поток является источником отсоса тепловой энергии из окружающей среды и расходуется эта энергия на создание механической работы, которая при больших скоростях вращения вентилятора может полностью превращать тепловую энергию в работу. Так работает тепловой насос. Следовательно, работающий вентилятор можно трактовать, как действующий вихревой тепловой насос. Вентилятор отбрасывает воздух перпендикулярно плоскости своего вращения. Каждая лопасть вентилятора формирует скорость потока воздуха

$$\dot{Q} = \int_0^a (\bar{v} - 2\pi r n)(1 - \sqrt{\Theta}) \frac{dx}{a}. \quad (56)$$

Результат расчета отбрасываемого потока воздуха одноступенчатым четырехлопастным вентилятором в зависимости от частоты вращения приведен на рис. 8. С ростом скорости вращения скорость отбрасываемого потока падает почти по линейному закону. Максимальная скорость отбрасываемого потока реализуется при малых скоростях вращения вентилятора. Поэтому системы, работающие в вентиляторном режиме, практически реализуются при малых скоростях их вращения. Если использовать такие системы в качестве вихревого теплового насоса, то эффективность их применения

$$\eta = \frac{\dot{Q}^3 + 2\dot{Q}R_g\Delta T/m_a}{\bar{v}^3}. \quad (57)$$

Здесь  $R_g = 8,3144$  Дж/моль·К – универсальная газовая постоянная.

При скорости вращения 10 Гц коэффициент преобразования составляет 2,10%, а при 100 Гц – это 1,36%. При таких коэффициентах преобразования вентилятор использовать в качестве теплового насоса не целесообразно. Потому вентиляторы в автомобильном транспорте широко используются для охлаждения корпуса работающего двигателя внутреннего сгорания.

Выводы. На основе применения молекулярно-кинетической теории установлен принцип работы вентилятора, и определены условия, когда он может работать как тепловой насос. Разработана общая схема работы вентилятора, и обосновано, каким образом определяется коэффициент преобразования такой открытой энергосистемы. Определены условия, при которых вентилятор переходит в режим работы теплового насоса. Созданы алгоритм и программное обеспечение для компьютерного моделирования работы вентилятора как теплового насоса. Показано, что вентилятор эффективно может быть использован в основном для охлаждения высокотемпературных энергетических агрегатов.

1. Гречихин Л. И., Сахарук Д. А., Сивашко А. Б. Аэродинамика малоразмерного БЛА / Proceedings 4<sup>th</sup> International Conference on SAUAV-2010. P. 39.
2. Гацукевич А. С., Гречихин Л. И. Работа турбин в качестве теплового насоса / Гражданская авиация XXI век: Сб. материалов 1 Международной молодежной научной конференции 23-24 апреля 2009 г. Ульяновск: УВАУ ГА, 2009. С. 9 – 10.
3. Гречихин Л. И., Куць Н. Современная энергетика. Пути и методы развития и применение на транспорте / Наукові нотатки, 2010. Вып. 28 (май 2010). С. 162 – 165.
4. Гречихин Л. И. Получение и преобразование энергии в открытых системах / Энергетика, 2004, № 4. С. 76 – 81.
5. Плешивцев Н. В., Бажин А. И. Физика воздействия ионных пучков на материалы. – М.: Вузовская книга, 1998. – 392 с.
6. Стасенко А. Л. Физические основы полета. – М.: Бюро квантум, 2005. – 256 с.