ГОРНАЯ МЕХАНИКА. ГОРНЫЕ МАШИНЫ И ТРАНСПОРТ

УДК 622.44 DOI: 10.21440/0536-1028-2021-6-76-86

Закономерности управления аэродинамическим коэффициентом полезного действия вентиляторов для аппаратов воздушного охлаждения газа

Макаров Н. В.[1]
[1] Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург, Россия
e-mail: mnikolay84@mail.ru

Реферат

Актуальность. *Установлены закономерности влияния структурных элементов проточной части вентиляторных установок и геометрических параметров на их аэродинамический коэффициент полезного действия в широком диапазоне изменений удельной быстроходности.*

Цель и методы работы. *Получена математическая модель зависимости геометрических и кинематических параметров вентиляторных установок и аэродинамического коэффициента полезного действия от удельной быстроходности.*

Результат. *Доказано, что с увеличением удельной быстроходности вентиляторных установок для обеспечения высоких значений их аэродинамических коэффициентов полезного действия необходимо увеличивать аэродинамическое качество профилей лопаток рабочих колес и снижать аэродинамическое сопротивление элементов проточной части. Показана возможность создания вентиляторной установки для аппаратов воздушного охлаждения газа с удельной быстроходностью не менее 400 и экономичностью с КПД не менее 0,85 при обеспечении аэродинамического качества профилей рабочих колес более 25 и коэффициенте аэродинамического сопротивления проточной части не более 0,2.*

Ключевые слова: *аппараты воздушного охлаждения газа; вентиляторная установка; энергоэффективность; КПД; удельная быстроходность; коэффициент аэродинамического качества и сопротивления.*

Введение. В настоящее время в топливно-энергетическом комплексе РФ и в первую очередь в газовой отрасли актуальна проблема энергоэффективности. В 1960–1970 гг. ускоренного развития газовой отрасли проектные параметры газоперекачивающих аппаратов (ГПА) и вспомогательного оборудования, в том числе системы охлаждения транспортируемого газа, подбирались в условиях низких цен на энергоносители [1–3].

Вследствие этого удельная энергоемкость российских магистральных газопроводов (МГ) на 15–30 % выше зарубежных. В условиях отставания отечественного компрессоростроительного комплекса приходилось устанавливать на компрессорных станциях (КС) ГПА с более низким КПД по сравнению с зарубежными аналогами.

Одним из важных элементов МГ является система охлаждения транспортируемого газа, которая позволяет повысить его надежность и сократить эксплуатационные затраты. При понижении температуры газа пропускная способность газопровода возрастает. Для охлаждения потока транспортируемого газа наибольшее распространение на КС получили аппараты воздушного охлаждения (АВО). Указанные аппараты имеют ряд преимуществ перед другими типами

теплообменных аппаратов. АВО не требуют предварительной подготовки теплоносителей, надежны в эксплуатации, экологически чисты, имеют простые схемы подключения.

Современный магистральный транспорт природного газа развивается в энергоресурсосберегающем направлении с одновременной интенсификацией технологических процессов, связанных с увеличением объемов транспортируемого газа [4]. В связи с этим в процессе эксплуатации происходит изменение перепадов давлений, градиентов температур, скоростей движения теплоносителей, что вызывает увеличение энергозатрат, особенно при неудовлетворительном техническом состоянии АВО. При этом требования к эффективности функционирования аппаратов постоянно растут [5].

АВО включают в себя следующие основные узлы и агрегаты: секции оребренных теплообменных труб (ТВО) длиной от 3 до 12 м, вентиляторы с электроприводом, воздуховоды и жалюзи для регулирования расхода воздуха, несущие конструкции, механизмы регулирования. Применяемые для охлаждения газа АВО имеют развитые наружные поверхности, что создает благоприятные условия для осаждения на них пыли и загрязнений растительного происхождения и песка. Процесс усугубляется высокой температурой поверхности, применением осевых вентиляторов с низкой скоростью охлаждающего воздуха в теплообменных секциях. В сочетании с плохими теплофизическими свойствами воздуха это обуславливает низкие значения коэффициента теплоотдачи: $\alpha = 30–90$ Вт/(м^2 · К) и, как следствие, значительные габаритные размеры АВО [6–8].

При работе АВО в режиме нагнетания с нижним расположением вентилятора происходит искажение поля осевых скоростей, обусловленное тем, что на периферийной части ТВО образуется зона повышенного давления, а в центре – зона пониженного давления. Поток за рабочим колесом вентилятора закручивается в сторону вращения ротора; уменьшение кинетической энергии на выходе из рабочего колеса не приводит к росту потенциальной энергии давления, а лишь компенсирует потери на трение, вызванные вращением потока, что снижает экономичность АВО [8, 9].

Применяемые в АВО вентиляторы выполнены по аэродинамической схеме К с одним рабочим колесом без спрямляющего аппарата. По этой причине поток охлаждающего воздуха за рабочим колесом имеет существенную остаточную закрутку, т. е. циркуляцию. Циркуляционный поток, движущийся по спирали, поступает на вход в теплообменную секцию с большими разбросами углов рассогласования по отношению к ребрам пучков труб ТВО, что приводит к существенному увеличению сопротивления теплообменных секций, и как результат – к росту расхода энергии для перемещения охлаждающего воздуха, т. е. снижению энтальпии охлаждаемого газа [10].

Постановка задачи. Для АВО используются осевые специальные вентиляторы с большой удельной быстроходностью $n_у$ – до 450. Эти вентиляторы отличаются малой удельной потенциальной энергией потока воздуха за рабочим колесом, что обуславливает существенное влияние геометрических параметров проточной части вентиляторной установки на ее экономичность [10, 11]. До настоящего времени не проводились комплексные исследования влияния удельной быстроходности на аэродинамический коэффициент полезного действия вентиляторных установок [7, 10, 11]. Конечной целью поставленной в статье задачи является разработка рекомендаций по созданию вентиляторных установок с большой удельной быстроходностью, по экономичности соизмеримых с вентиляторами общепромышленного исполнения. Для решения поставленной задачи необходимо построить математическую модель зависимости аэродинамического

КПД вентиляторной установки от удельной быстроходности, определить пути изменения геометрических и кинематических параметров, повышающих эффективность с ростом величины удельной быстроходности, установить общие закономерности и различия изменения КПД вентилятора и вентиляторной установки с ростом удельной быстроходности. Кроме того, необходимо установить влияние остаточной закрутки потока за рабочим колесом вентиляторной установки на аэродинамический коэффициент полезного действия с ростом удельной быстроходности.

Методы исследования. Для установления зависимости экономичности вентиляторной установки от ее удельной быстроходности примем в качестве критерия ее аэродинамический КПД – $\eta_у$ [11, 12]. Для построения математической модели зависимости аэродинамического коэффициента полезного действия вентиляторов и вентиляторных установок от удельной быстроходности воспользуемся исследованиями, приведенными в статье [12]. Уравнение для аэродинамического КПД вентиляторной установки из [12] преобразуем с учетом аналитического выражения ее удельной быстроходности.

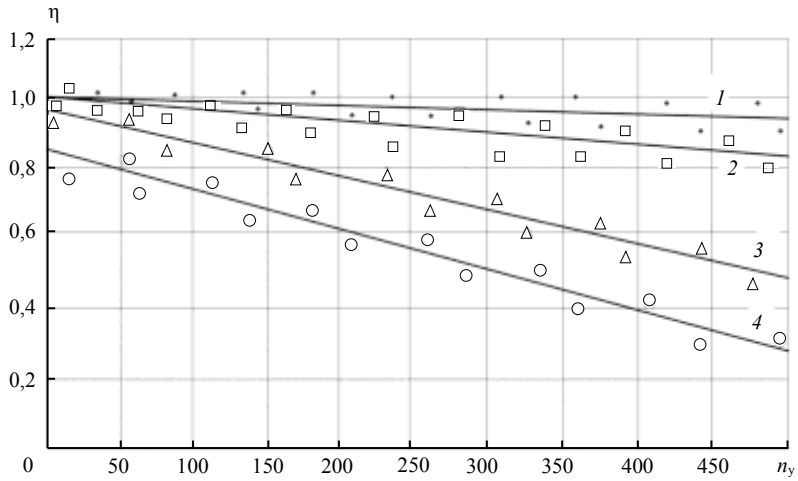

Рисунок 1. Зависимость относительного КПД вентиляторной установки от удельной быстроходности:
1 – $\xi_1 = 0$; *2* – $\xi_2 = 0{,}1$; *3* – $\xi_3 = 0{,}3$; *4* – $\xi_4 = 1{,}2$

Figure 1. Dependence between the relative efficiency and specific speed of a fan system:
1 – $\xi_1 = 0$; *2* – $\xi_2 = 0{,}1$; *3* – $\xi_3 = 0{,}3$; *4* – $\xi_4 = 1{,}2$

После соответствующих вычислений получим уравнение, определяющее закономерности изменения аэродинамического КПД вентиляторной установки в зависимости от ее удельной быстроходности, коэффициента аэродинамического сопротивления проточной части и остаточной циркуляции в виде:

$$\eta_у = 1 - \frac{\varphi_2}{rk} - \frac{r}{\varphi_2 k} - \frac{182,7}{n_у^{4/3}} \ln \frac{\nu}{1-\nu^2} \varphi_2^{2/3} - 1,37 \cdot 10^{-3} n_у^{4/3} \xi_у \varphi_2^{4/3}, \quad (1)$$

где φ_2 – текущее значение коэффициента скорости на выходе из вентиляторной установки; k – коэффициент аэродинамического качества профилей лопаток рабочего колеса вентиляторной установки; r – относительный средний аэродинамический радиус лопаток рабочего колеса; ν – втулочное отношение рабочего колеса; $n_у$ – удельная быстроходность вентиляторной установки, $\xi_у$ – коэффициент аэродинамического сопротивления проточной части вентиляторной установки.

На рис. 1 приведен график зависимости КПД вентиляторной установки от удельной быстроходности при разных значениях коэффициента аэродинамического сопротивления проточной части.

Из формулы (1) и рис. 1 видно, что с ростом удельной быстроходности растет негативное влияние на КПД вентиляторной установки аэродинамического сопротивления ее проточной части, поскольку уменьшается удельная потенциальная энергия перемещаемого воздуха. Поэтому для обеспечения экономичности вентиляторных установок большой удельной быстроходности, применяемых для АВО, необходимо всеми доступными средствами повышать аэродинамическое качество профилей лопаток рабочих колес и снижать аэродинамическое сопротивление элементов проточной части [12–14].

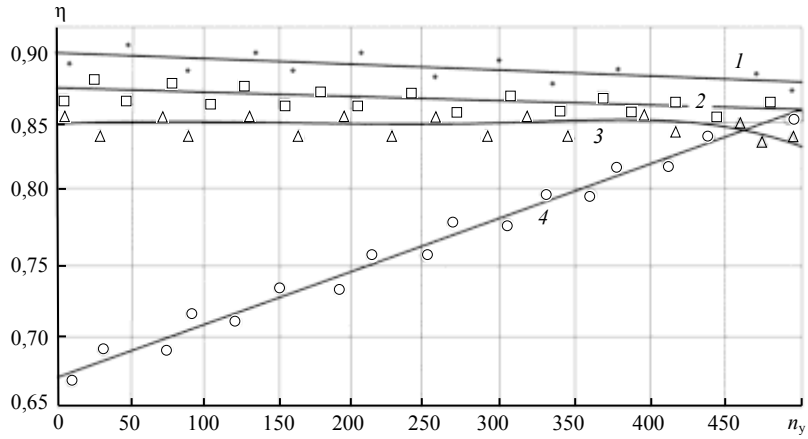

Рисунок 2. Зависимость максимального КПД одноступенчатой вентиляторной установки от удельной быстроходности по аэродинамической схеме:
1 – К + СА, *2* – ВНА + К + СА, *3* – ВНА + К, *4* – К, $\xi_у = 0{,}1$

Figure 2. Dependence between the maximum efficiency and the specific speed of a single-stage fan system according to the aerodynamic configuration:
1 – К + СА, *2* – ВНА + К + СА, *3* – ВНА + К, *4* – К, $\xi_у = 0{,}1$

Математическое моделирование. Для доказательства целесообразности использования в АВО осевых вентиляторов по аэродинамической схеме с одним рабочим колесом К получим уравнение для коэффициента полезного действия вентиляторной установки с входным направляющим аппаратом (ВНА) и спрямляющим аппаратом (СА) в виде:

$$\eta_у = 1 - \frac{\varphi}{rk} - \frac{\varphi n_1}{rk_в} - \frac{\varphi(n_1+1)(n_2-1)}{rk_с} - \frac{1}{r\varphi k}\left[r - 182{,}7\frac{(1+2n_1)\varphi^{2/3}}{rn_у^{4/3}}\right]^2 -$$

$$-331{,}1\frac{n_1^3\varphi^{1/3}}{r^3k_в n_у^{8/3}}\left[\frac{(n_1+1)(n_2+1)\varphi^{2/3}}{rn_у^{4/3}}\right]^2 - 365{,}5\ln\left(\frac{\nu}{1-\nu^2}\right)n_2^2(n_1+1)\frac{\varphi^{2/3}}{n_у^{4/3}} -$$

$$- 4{,}11\cdot 10^{-3}\xi_у n_у^{4/3}\varphi^{4/3},$$

где $k_в$, $k_с$ – коэффициенты аэродинамического качества профилей ВНА и СА; n_1, n_2 – коэффициенты циркуляции ВНА и СА, определяющие скорость закручивания потока в них.

На рис. 2 приведены графики максимального изменения КПД одноступенчатой вентиляторной установки, выполненной по четырем разным схемам в зависимости от удельной быстроходности.

Из рис. 2 видно, что при изменении удельной быстроходности от 20 до 450 КПД вентиляторной установки, выполненной по схеме К, возрастает от 0,68 до 0,86, т. е. величины, соизмеримой с КПД вентиляторной установки, выполненной по схеме К + СА, устраняющей отрицательное влияние на экономичность остаточной закрутки потока. При этом вентиляторные установки по аэродинамической схеме К отличаются меньшими осевыми габаритами (на 40 %) и меньшей металлоемкостью (на 35 %). По этим причинам практически нецелесообразно применять для АВО вентиляторные установки по аэродинамическим схемам К + СА. Таким образом, применение для АВО вентиляторов по схеме К обоснованно, поскольку течение потока в них характеризуется низким значением критерия Эйлера (Eu = 2–30). Применение в АВО вентиляторов по схеме ВНА + К + СА неизбежно приведет к снижению экономичности и росту материалоемкости и габаритов вентиляторных установок [15–17].

Для установления зависимости аэродинамического коэффициента полезного действия вентиляторных установок большой быстроходности от коэффициента расходной скорости из уравнения (1) получим выражение для КПД вентиляторной установки с цилиндрической втулкой в зоне ее оптимальной подачи охлаждающего воздуха:

$$\eta_{\text{у}} = 1 - \frac{\varphi_2^2 - \varphi_{2\text{opt}}^2}{\varphi_2 k} - 365{,}5 \ln\left(\frac{\nu}{1-\nu^2}\right)\frac{\varphi_2^{2/3}}{n_{\text{у}}^{4/3}} - 1{,}37 \cdot 10^{-3} \xi_{\text{у}} n_{\text{у}}^{4/3} \varphi_2^{4/3}, \qquad (2)$$

где $\varphi_{2\text{opt}}$ – коэффициент оптимальной расходной скорости вентиляторной установки, соответствующей максимальному КПД.

Из формулы (2) видно, что при увеличении подачи охлаждающего воздуха, т. е. росте коэффициента расходной скорости φ_2, КПД вентиляторной установки уменьшается. Продифференцировав (1), получим выражение для максимального КПД вентиляторной установки по расходной скорости φ_2:

$$\eta_{\text{у max}} = 1 - \frac{2\varphi_{2\text{opt}}}{k} - \frac{365{,}5}{n_{\text{у}}^{4/3}} \ln\left(\frac{\nu}{1-\nu^2}\right)\varphi_2^{2/3} - 4{,}11 \cdot 10^{-3} n_{\text{у}}^{4/3} \xi_{\text{у}} \varphi_2^{4/3}. \qquad (3)$$

Из анализа формулы (3) можно сделать вывод о том, что изменение коэффициента расходной скорости φ_2 наиболее существенно влияет на экономичность вентиляторной установки, при этом не оказывая существенного влияния на КПД вентилятора. Указанное обусловлено тем, что с ростом подачи охлаждающего воздуха существенно возрастают потери динамического давления в проточной части вентиляторной установки [12, 18].

Аналитическое выражение для снижения КПД вентиляторной установки по отношению к КПД вентилятора при отклонении коэффициента расходной скорости φ_2 от его оптимального значения получим с учетом того, что коэффициент аэродинамических потерь проточной части вентилятора $\xi_{\text{у}} = 0$:

$$\Delta\eta_{\text{у}} = 4{,}1 \cdot 10^{-3} \frac{\left(\varphi_2 - \varphi_{2\text{yopt}}\right)^2}{\varphi_2}\left[\frac{1}{k} + \xi_{\text{у}} n_{\text{у}}^{4/3}\left(\frac{2\varphi_{2\text{yopt}}}{\varphi_2^{2/3}} + \varphi_2^{4/3}\right)\right].$$

Таким образом, для вентиляторной установки по отношению к вентилятору падение КПД $\Delta\eta_{\text{у}}$ более существенно с ростом аэродинамического сопротивления проточной части $\xi_{\text{у}}$ и удельной быстроходности $n_{\text{у}}$.

Для определения рационального диапазона коэффициента теоретического давления вентиляторных установок большой удельной быстроходности на рис. 3 приведены результаты исследования зависимости максимального КПД вентиляторных установок с удельной быстроходностью 450, выполненных по различным аэродинамическим схемам, от коэффициента теоретического давления.

Из рис. 3 следует, что оптимальный теоретический коэффициент давления для вентиляторных установок большой быстроходности, применяемых в АВО, находится в диапазоне $0{,}02 < \Psi_т < 0{,}08$ для удельной быстроходности $380 < n_у < 450$. Дальнейшее увеличение коэффициента теоретического давления приводит к снижению экономичности вентиляторных установок.

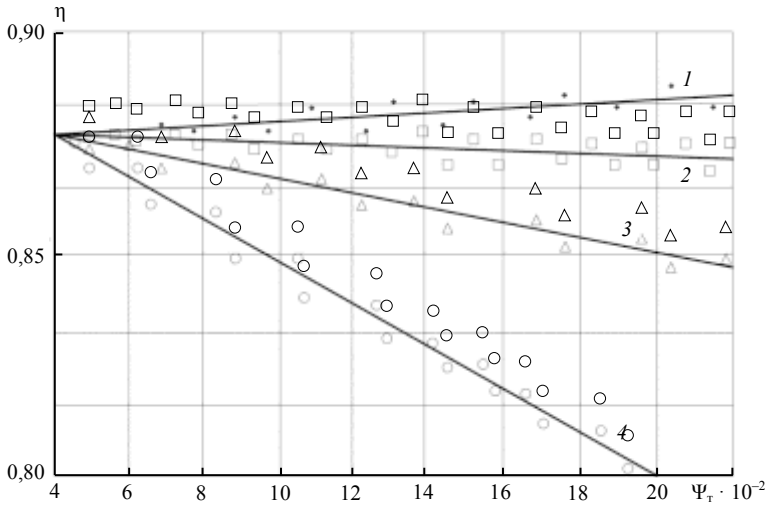

Рисунок 3. Зависимость максимального КПД одноступенчатого вентилятора от теоретического давления при $n_у = 450$, $\xi_у = 0{,}1$:
1 – К + СА; *2* – ВНА + К + СА; *3* – ВНА + К; *4* – К

Figure 3. Dependence between single-stage fan system maximum efficiency and theoretical pressure under $n_у = 450$, $\xi_у = 0{,}1$:
1 – К + СА; *2* – ВНА + К + СА; *3* – ВНА + К; *4* – К

Рассмотрев рис. 4 и формулу (1), в которой коэффициент аэродинамического сопротивления проточной части вентилятора $\xi_у = 0$, можно сделать следующий вывод. С ростом удельной быстроходности вентилятора и снижением его коэффициента давления для обеспечения высокого КПД необходимо повышать аэродинамическое качество профилей лопаток рабочих колес. Равные значения КПД вентилятора с удельной быстроходностью 450 и осевого двухступенчатого вентилятора с удельной быстроходностью 80 можно обеспечить за счет достижения уровня аэродинамического качества профилей лопаток рабочего колеса одноступенчатого вентилятора К = 25.

Результаты и обсуждение. Таким образом, при проектировании вентиляторных установок для АВО необходимо уделять особое внимание математическим моделям, устанавливающим связь кинематических и геометрических параметров с их экономичностью. Чем выше оптимальное значение удельной быстроходности вентиляторной установки, тем актуальнее требование к профилированию лопаток рабочих колес, повышению коэффициента их аэродинамического качества. Профили лопаток должны обеспечивать ламинарное безотрывное течение воздуха по аналогии с крылом птицы, т. е. проектирование профилей необходимо вести согласно принципу природоподобной соразмерности [19, 20]. Остаточная

закрутка потока на выходе из вентиляторной установки, определяемая четвертым слагаемым в уравнении (1), с одной стороны, снижает ее экономичность за счет потерь динамического давления, определяемых критерием Эйлера, а с другой – способствует турбулизации потока воздуха, поступающего на теплообменник воздушного охлаждения АВО в определенном диапазоне, повышая коэффициент теплоотдачи, зависящий от критерия Нуссельта, т. е. аэротермическую экономичность АВО.

Оптимальная остаточная закрутка потока определяется уравнением:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi_{\text{о.з}}} \frac{Nu}{Eu} = 0,$$

где $\varphi_{\text{о.з}}$ – остаточная закрутка; Nu – критерий Нусельта; Eu – коэффициент Эйлера.

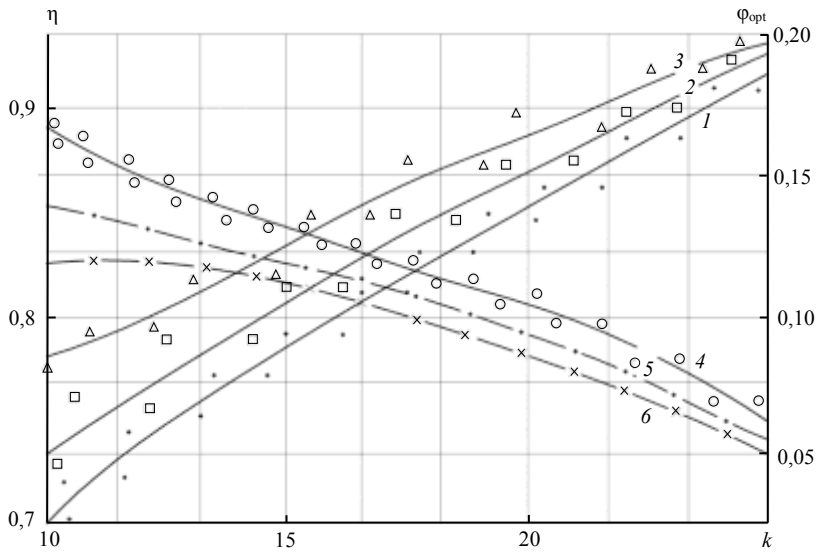

Рисунок 4. Зависимость КПД и оптимального расхода вентилятора от коэффициента качества профилей в решетке рабочего колеса:
1 – $\Psi_{\text{т}} = 0{,}12$; *2* – $\Psi_{\text{т}} = 0{,}09$; *3* – $\Psi_{\text{т}} = 0{,}06$, $n_{\text{у}} = 420$; *4* – $n_{\text{у}} = 350$; *5* – $n_{\text{у}} = 400$; *6* – $n_{\text{у}} = 450$

Figure 4. Dependence of fan efficiency and optimal flow rate on the quality factor of the profiles in the impeller blade:
1 – $\Psi_{\text{т}} = 0{,}12$; *2* – $\Psi_{\text{т}} = 0{,}09$; *3* – $\Psi_{\text{т}} = 0{,}06$, $n_{\text{у}} = 420$; *4* – $n_{\text{у}} = 350$; *5* – $n_{\text{у}} = 400$; *6* – $n_{\text{у}} = 450$

По результатам экспериментальных исследований могут быть получены зависимости коэффициента теплоотдачи, определяемого критерием Нуссельта, и коэффициента аэродинамического сопротивления, определяемого коэффициентом Эйлера, от коэффициента динамического давления остаточной закрутки потока [21]. Для повышения экономичности вентиляторов для АВО необходимо добиваться максимально возможного аэродинамического качества элементов проточной части вентиляторной установки: коллектора, кока, диффузора. С учетом нелинейности отношения критерия Нуссельта к критерию Эйлера показана возможность существования оптимальной остаточной циркуляции, при которой прирост теплоотдачи от турбулизации охлаждающего воздушного потока растет быстрее, чем гидравлическое сопротивление теплообменника воздушного охлаждения. Доказано более существенное повышение аэродинамического коэффициента полезного действия вентиляторных установок большой удельной быстроходности по отношению к вентиляторам малой быстроходности при

снижении коэффициента аэродинамического сопротивления их проточной части. С использованием полученной математической модели, улучшения аэродинамического качества профилей за счет оптимизации тангенциального и осевого навалов переменной циркуляции, т. е. откорректированного закона закрутки лопаток по радиусу, ламинарной формы конфузора в виде кривых Безье четвертого порядка построена аэродинамическая схема вентиляторной установки ОГМ.ВУ 2,7-1,2 К3 с профилями OV–100TOH. На рис. 5 приведены: 3D-модель, промышленный образец и аэродинамические характеристики вентиляторной установки (коэффициент аэродинамического сопротивления проточной части вентиляторной установки $\xi_у = 0{,}044$, удельная быстроходность $n_у = 404$, КПД $\eta = 0{,}86$, коэффициент аэродинамического качества профилей К = 26).

а

б

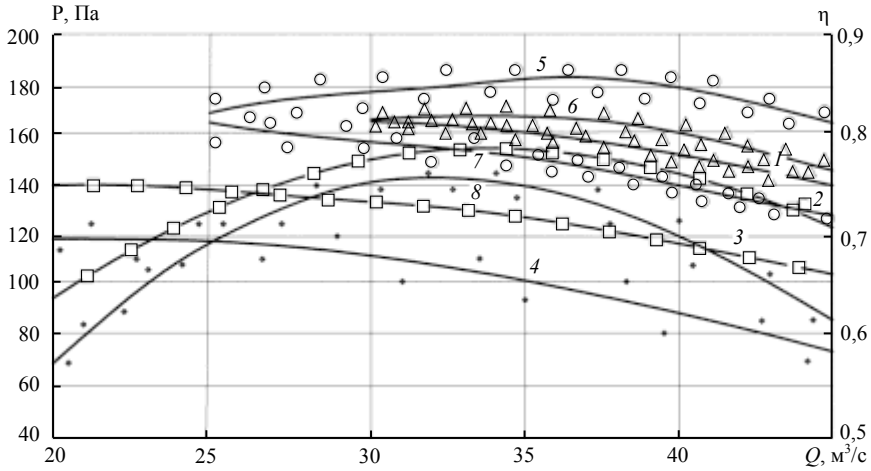

Рисунок 5. 3D-модель и опытно-промышленный образец вентиляторной установки ОГМ.ВУ 2,7-1,2 К3 – *а* и аэродинамические характеристики вентиляторной установки – *б*:
1–4 давление; *5–8* КПД; *1, 6* – θ = 12°; *2, 5* – θ = 10°; *3, 7* – θ = 8°; *4, 8* – θ = 5°

Figure 5. A 3D-model and a prototype of the OGM.VU 2.7-1.2 K3 fan system – *a* and the aerodynamic characteristics of the fan system – *б*:
1–4 pressure; *5–8* efficiency; *1, 6* – θ = 12°; *2, 5* – θ = 10°; *3, 7* – θ = 8°; *4, 8* – θ = 5°

Выводы. Подтверждена экономическая целесообразность использования в АВО вентиляторных установок по аэродинамическим схемам с одним рабочим колесом К, большой удельной быстроходностью $n_у \geq 400$, поскольку они обеспечивают максимальный аэродинамический КПД при минимальных габаритно-массовых характеристиках.

Показана возможность проектирования аэродинамических схем вентиляторных установок большой быстроходности $n_у \geq 400$ с КПД $\geq 0{,}86$ при достижении аэродинамического качества профилей рабочего колеса $К \geq 25$.

Область оптимальных значений коэффициента давления вентиляторных установок с удельной быстроходностью находится в диапазоне $380 \leq n_у \leq 450$.

При коэффициенте аэродинамического сопротивления проточной части вентиляторной установки $\xi_у \geq 1{,}2$ ее коэффициент полезного действия снижается более чем на 25 % по сравнению с КПД вентилятора.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Ванчин А. Г. Методы оценки технического состояния аппаратов воздушного охлаждения газа в условиях компрессорной станции магистрального газопровода // Нефтегазовое дело. 2012. № 4. С. 466–475.

2. Хворов Г. А., Юмашев М. В. Анализ энергосберегающих технологий охлаждения газа на основе аппаратов воздушного охлаждения в транспорте газа ПАО «Газпром» // Территория «НЕФТЕГАЗ». 2016. № 9. С. 127–132.

3. Шабанов В. А., Пашкин В. В., Ивашкин О. Н. Анализ потерь электроэнергии в электроприводе аппарата воздушного охлаждения газа // Электротехнические и информационные комплексы и системы. 2014. Т. 10. № 1. С. 18–24.

4. Январев И. А. Комбинированный способ регулирования температурных режимов модульной установки воздушного охлаждения газа // Омский научный вестник. 2014. № 2(130). С. 161–165.

5. Калинин А. Ф., Фомин А. В. Оценка эффективности режимов работы АВО // Труды РГУ нефти и газа имени И. М. Губкина. 2011. № 4(265). С. 131–139.

6. Ванчин А. Г. Методы оценки работы аппаратов воздушного охлаждения газа при разных вариантах включения вентиляторов // Нефтегазовое дело. 2012. № 5. С. 279–287.

7. Рубцова И. Е., Мочалкин Д. С., Крюков О. В. Основные направления и задачи энергосбережения при реконструкции КС. Энергосбрежение и автоматизация электрооборудования компрессорных станций: монография. Н. Новгород: Вектор ТиС, 2012. Т. 3. 572 с.

8. Ivanov E. S., Kitaitev S. V., Shammazov I. A. Methods for improving the energy efficiency of natural gas pipelines. St. Petersburg: Nedra, 2008. 439 p.

9. Абакумов А. М., Мигачев А. В., Степашкин И. П. Исследование системы управления аппаратом воздушного охлаждения природного газа // Известия вузов. Электромеханика. 2016. № 6. С. 130–134.

10. Abakumov A. M., Stepashkin I. P. Research of the adaptive automatic control system at the natural gas air – cooling unit // IEEE Xplore. 2017. DOI: 10.1109/ICIEAM.2017.8076297

11. Брусиловский И. В. Аэродинамические схемы и характеристики осевых вентиляторов. М.: Машиностроение, 1986. 240 с.

12. Брусиловский И. В. Аэродинамический расчет осевых вентиляторов. М.: Машиностроение, 1986. 288 с.

13. Makarov N. V., Makarov V. N., Lifanov A. V., Kitonsa H. Mathematical model of conformal mappings in the theory of radial grids of mine turbomachines // Mathematical Analysis with Applications. In Honor of the 90th Birthday of Constantin Corduneanu. Springer Proceedings in Mathematical & Statistics 318. P. 337–346. DOI: 10.1007/97s–3–030–42176–233

14. Лифанов А. В., Матеров А. Ю., Макаров В. Н., Серков С. А., Макаров Н. В. Перспективные направления повышения комплексной эффективности аппаратов воздушного охлаждения // Нефть. Газ. Новации. 2020. № 4(233). С. 14–17.

15. Лойцанский Л. Г. Механика жидкости и газа. М.: Дрофа, 2003. 840 с.

16. Torshizi S. A. M., Benisi A., Durali M. Multilevel optimization of the splitter blade profile in the impeller of a centrifugal compressor // Scientia Iranica. 2017. No. 24. P. 707–714.

17. Mao Y. F. Numerical study of correlation between the surge of centrifugal compressor and the piping system. Ph. D. Thesis. Xian Jiaotong University, Xian, 2016.

18. Wu D., Yin K., Yin Q., Zhang X., Cheng J., Ge D., Zhang P. Reverse circulation drilling method based on a supersonic nozzle for dust control // Applied Sciences (Switzerland). 2017. Vol. 7. No. 1. P. 5–20.

19. Макаров В. Н., Боярских Г. А., Валиев Н. Г., Макаров Н. В., Дылдин Г. П. Критерии подобия природной соразмерности турбомашин // Известия вузов. Горный журнал. 2020. № 8. С. 81–89.

20. Способ повышения давления и экономичности лопастных турбомашин: пат. 2482337 Рос. Федерация. М. кл. F 04 D 29/28; заявл. 29.11.2011; опубл. 20.05.2013. Бюл. № 14.

21. Belskikh A. M., Makarov V. N. Mathematical modelling of thermovortex heat transfer in air coolers // Topical issues of rational use of natural resources: XVI International Forum – Contest of Students and Young Researchers. Sci. conf. abstracts. 2020. Saint-Petersburg. Vol. 2. P. 140–141.

Поступила в редакцию 28 июня 2021 года

Сведения об авторах:

Макаров Николай Владимирович – кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой горной механики Уральского государственного горного университета. E-mail: mnikolay84@mail.ru; https://orcid.org/0000-0001-7039-627

DOI: 10.21440/0536-1028-2021-6-76-86

Regularities in aerodynamic efficiency control for gas cooler fans

Nikolai V. Makarov[1]
[1] Ural State Mining University, Ekaterinburg, Russia.

Abstract

Research relevance. *The paper establishes the regularities in the impact the geometry and structural elements of a fan system piping have on the fan system's aerodynamic efficiency in a wide range of the specific speed variation.*

Objectives and methods of research. *A mathematical model has been obtained for the dependence of fan system's geometry and kinematic parameters and the aerodynamic efficiency on the specific speed.*

Results. *It has been proved that in order to reach higher aerodynamic efficiency of fan systems, in view of the increasing specific speed of fan systems, the aerodynamic quality of the impeller blade profiles should be increased and the aerodynamic resistance of the piping elements should be reduced. It has been shown that it is possible to create a gas cooler fan system with at least 400 specific speed and at least 0.85 efficiency if the impeller profiles aerodynamic quality is more than 25, and piping drag coefficient doesn't exceed 0.2.*

Keywords: *gas coolers; fan system; energy efficiency; efficiency; specific speed; aerodynamic drag and quality coefficient.*

REFERENCES

1. Vanchin A. G. Evaluation methods of the technical condition of air cooling of gas devices in the conditions of the compressor station of the main gas pipeline. *Neftegazovoe delo = Petroleum Engineering*. 2012; 4: 466–475. (In Russ.)

2. Khvorov G. A., Iumashev M. V. Analysis of energy-saving technologies for gas cooling based on air cooling units for gas transport at Gazprom PJSC. *Territoriia «NEFTEGAZ» = Oil and Gas Territory*. 2016; 9: 127–132. (In Russ.)

3. Shabanov V. A., Pashkin V. V., Ivashkin O. N. Analysis of gas air-cooler electric motor energy loss. *Elektrotekhnicheskie i informatsionnye kompleksy i sistemy = Electrotechnical and Information Complexes and Systems*. 2014; 10(1): 18–24. (In Russ.)

4. Ianvarev I. A. Combined regulation of temperature modes of modular gas air cooling installations. *Omskii nauchnyi vestnik = Omsk Scientific Bulletin*. 2014; 2(130): 161–165. (In Russ.)

5. Kalinin A. F., Fomin A. V. Evaluating the effectiveness of air-cooler modes. *Trudy RGU nefti i gaza imeni I. M. Gubkina = Proceedings of Gubkin Russian State University of Oil and Gas*. 2011; 4(265): 131–139. (In Russ.)

6. Vanchin A. G. Assessment methods of air cooling of gas devices operation at different options of fans actuation. *Neftegazovoe delo = Petroleum Engineering*. 2012; 5: 279–287. (In Russ.)

7. Rubtsova I. E., Mochalkin D. S., Kriukov O. V. Key focus and tasks of energy conservation when renovating compressor stations. *Energy conservation and automation of electrical equipment in compressor stations: monograph*. Nizhny Novgorod: Vektor TIS Publishing; 2012. Vol. 3. (In Russ.)

8. Ivanov E. S., Kitaitev S. V., Shammazov I. A. *Methods for improving the energy efficiency of natural gas pipelines*. St. Petersburg: Nedra Publishing; 2008. (In Russ.)

9. Abakumov A. M., Migachev A. V., Stepashkin I. P. Research of control system of apparatus of air cooling of natural gas. *Izvestiia vuzov. Elektromekhanika = Russian Electromechanics*. 2016; 6: 130–134. (In Russ.)

10. Abakumov A. M., Stepashkin I. P. Research of the adaptive automatic control system at the natural gas air – cooling unit. *IEEE Xplore*. 2017. Available from: doi: 10.1109/ICIEAM.2017.8076297

11. Brusilovskii I. V. *Aerodynamic configurations and characteristics of axial fans*. Moscow: Mashinostroenie Publishing; 1986. (In Russ.)

12. Brusilovskii I. V. *Aerodynamic analysis of axial fans*. Moscow: Mashinostroenie Publishing; 1986. (In Russ.)

13. Makarov N. V., Makarov V. N., Lifanov A. V., Kitonsa H. Mathematical model of conformal mappings in the theory of radial grids of mine turbomachines. In: *Mathematical Analysis with Applications. In Honor of the 90th Birthday of Constantin Corduneanu. Springer Proceedings in Mathematical & Statistics 318*. P. 337–346. Available from: doi: 10.1007/97s–3–030–42176–233

14. Lifanov A. V., Materov A. Iu., Makarov V. N., Serkov S. A., Makarov N. V. Perspective way to improve the complex efficiency of air-cooling equipment. *Neft. Gaz. Novatsii = Oil. Gas. Novation*. 2020; 4(233): 14–17. (In Russ.)

15. Loitsanskii L. G. *Fluid mechanics*. Moscow: Drofa Publishing; 2003. (In Russ.)

16. Torshizi S. A. M., Benisi A., Durali M. Multilevel optimization of the splitter blade profile in the impeller of a centrifugal compressor. *Scientia Iranica*. 2017; 24: 707–714.

17. Mao Y. F. *Numerical study of correlation between the surge of centrifugal compressor and the piping system. Ph. D. Thesis*. Xian Jiaotong University, Xian, 2016.

18. Wu D., Yin K., Yin Q., Zhang X., Cheng J., Ge D., Zhang P. Reverse circulation drilling method based on a supersonic nozzle for dust control. *Applied Sciences (Switzerland)*. 2017; 7(1): 5–20.

19. Makarov V. N., Boiarskikh G. A., Valiev N. G., Makarov N. V., Dyldin G. P. Turbomachine criteria for similarity of natural size proportionality. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Gornyi zhurnal = News of the Higher Institutions. Mining Journal*. 2020; 8: 81–89. (In Russ.)

20. Kosarev N. P., Makarov N. V., Makarov V. N. *Method for increasing pressure and economy of bladed radial turbomachines*. Patent RF no. 2482337; 2013. (In Russ.)

21. Belskikh A. M., Makarov V. N. Mathematical modelling of thermovortex heat transfer in air coolers. In: *Topical issues of rational use of natural resources: XVI International forum – contest of students and young researchers. Sci. conf. abstracts*. 2020. Saint-Petersburg. Vol. 2. P. 140–141. (In Russ.)

Received 28 June 2021

Information about authors:

Nikolai V. Makarov – PhD (Engineering), Associate Professor, Head of Rock Mechanics Department, Ural State Mining University. E-mail: mnikolay84@mail.ru; https://orcid.org/0000-0001-7039-627

Для цитирования: Макаров Н. В. Закономерности управления аэродинамическим коэффициентом полезного действия вентиляторов для аппаратов воздушного охлаждения газа // Известия вузов. Горный журнал. 2021. № 6. С. 76–86. DOI: 10.21440/0536-1028-2021-6-76-86

For citation: Makarov N. V. Regularities in aerodynamic efficiency control for gas cooler fans. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Gornyi zhurnal = News of the Higher Institutions. Mining Journal*. 2021; 6: 76–86 (In Russ.). DOI: 10.21440/0536-1028-2021-6-76-86