

О КОЭФФИЦИЕНТЕ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ПАРЫ ВСТРЕЧНО-ВРАЩАЮЩИХСЯ ОСЕВЫХ КОЛЕС

Ю. Н. СОКОЛОВ

(Представлено Заслуженным деятелем науки и техники проф. И. Н. Бутаковым)

Применение встречного вращения рабочих колес осевых машин может обеспечивать повышение их экономичности. Важно при этом установить, в каких пределах и при каких условиях это возможно.

Ниже рассматривается вопрос о коэффициенте полезного действия (к.п.д.) пары встречно-вращающихся осевых колес машины, передающей энергию потоку жидкости или газа (насосы, вентиляторы, компрессоры) при нормальном режиме ее работы. Возможная величина этого к.п.д. сопоставляется с к.п.д. осевых машин одностороннего вращения.

За нормальный режим принимаем работу пары встречно-вращающихся осевых колес при осевом входе на первое и осевом выходе со второго, что обеспечивает полноценное использование возможностей встречного вращения, исключая необходимость иметь направляющие или спрямляющие аппараты [1]. Пара колес может рассматриваться при этом и как ступень многоступенчатой осевой машины.

К.п.д. отдельных кольцевых элементов осевого колеса любого типа могут быть, как известно, не одинаковыми и к.п.д. колеса в целом должен, строго говоря, определяться как

$$\eta_l = \frac{\int_{r_0}^R \eta_{эл} c_a r dr}{\int_{r_0}^R c_a r dr}$$

где $\eta_{эл}$ — к.п.д. кольцевого элемента между радиусами r и $r+dr$, r_0 — радиус втулки, R — наружный радиус колеса, а c_a — осевая скорость.

При этом следует учитывать еще и потери, связанные с торцевыми явлениями и конечной длиной лопастей, а также потери в зазоре.

Для практических расчетов принято, однако, внутренний (гидравлический — по терминологии насосов и вентиляторов) к.п.д. ступени осевой машины определять как

$$\eta_{стп} = \eta_{эл} \cdot k_l \cdot k_s,$$

где $\eta_{стп}$ — к.п.д. кольцевого элемента ступени на среднем диаметре, k_l — поправка на конечную длину лопастей и k_s — поправка на влияние радиального зазора.

Считая, что профилирование лопастей сопоставляемых ступеней осевых машин при одностороннем и при встречном вращении проводится в одинаковых условиях, поправочные коэффициенты k_t и k_s для них можно считать одинаковыми и сравнивать лишь к.п.д. средних кольцевых элементов. В связи с этим в дальнейшем будем рассматривать только последние.

При отмеченном выше нормальном режиме работы пары встречно-вращающихся с одинаковыми числами оборотов осевых колес окружные составляющие скоростей выхода с первого колеса и входа на второе должны быть одинаковыми [2]:

$$c'_{u2} = c'_{u1} = c_u.$$

Одинаковой будет и полная энергия (теоретический напор), передаваемая на каждом из колес:

$$L'_t = L'_r = \frac{1}{g} u c_u.$$

Эта энергия расходуется на работу повышения давления (с учетом всасывания и выталкивания) — L_p и на потери (W_p) в решетках. Для первого и второго встречно-вращающихся осевых колес получим соответственно:

$$L'_t = L'_p + W'_p;$$

$$L''_t = L''_p + W''_p.$$

К.п.д. решеток этих колес могут при этом определяться по общеизвестным приближенным формулам:

$$\eta'_p = \frac{L'_p}{L'_p + W'_p} = \frac{1 - \mu'_p \operatorname{tg} \beta'_m}{1 + \mu'_p \operatorname{ctg} \beta'_m}; \quad (1)$$

$$\eta''_p = \frac{L''_p}{L''_p + W''_p} = \frac{1 - \mu''_p \operatorname{tg} \beta''_m}{1 + \mu''_p \operatorname{ctg} \beta''_m}, \quad (2)$$

где μ'_p и μ''_p — обратное качество профилей в этих решетках, а β'_m и β''_m — углы, определяющие направление средних геометрических скоростей относительного обтекания.

Из сопоставления треугольников скоростей пары встречно-вращающихся осевых колес, работающих на указанном выше нормальном режиме [2], очевидно, что $\beta''_m < \beta'_m$, и, следовательно, при одинаковом качестве профилей в соответствующих решетках к.п.д. решетки второго колеса должен быть меньше, чем первого:

$$\eta''_p < \eta'_p.$$

При осевом входе на первое из этих колес и осевом выходе со второго кинетическую энергию потока, проходящего через пару колес, можно считать неизменной, и полезная энергия этой пары будет определяться работой повышения давления [2]:

$$\text{на первом колесе — } L'_p = \frac{1}{g} c_u \left(u - \frac{c_u}{2} \right) \eta'_p,$$

на втором—

$$L_p' = -\frac{1}{g} c_u \left(u + \frac{c_u}{2} \right) \eta_p''.$$

К.п.д. пары встречно-вращающихся осевых колес (к.п.д. ступени, которую составляет эта пара в многоступенчатой компрессорной машине или гидравлический к.п.д. в насосной и вентиляционной терминологии) на данном кольцевом элементе будет при этом

$$\eta_{\text{ав}} = \frac{L_p' + L_p''}{L_t' + L_t''} = \frac{\frac{1}{g} c_u \left(u - \frac{c_u}{2} \right) \eta_p' + \frac{1}{g} c_u \left(u + \frac{c_u}{2} \right) \eta_p''}{2 \frac{1}{g} u c_u} = \left(\frac{1}{2} - \frac{1}{4} \frac{c_u}{u} \right) \eta_p' + \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{4} \frac{c_u}{u} \right) \eta_p''. \quad (3)$$

Очевидно, что $\eta_p' > \eta_{\text{ав}} > \eta_p''$.

Для оценки снижения к.п.д. пары встречно-вращающихся осевых колес вследствие уменьшения к.п.д. решетки на втором колесе удобно выразить разницу $\eta_p' - \eta_{\text{ав}}$ через $\Delta \eta_p = \eta_p' - \eta_p''$:

$$\eta_p' - \eta_{\text{ав}} = \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{4} \frac{c_u}{u} \right) \Delta \eta_p. \quad (4)$$

При изменении скорости закручивания c_u изменяются углы β_m' и β_m'' . При этом может изменяться и качество профилей в решетках. Однако, если рассматривать работу различных машин на расчетных режимах и считать, что подбор профилей выполнялся во всех случаях, исходя из условия оптимального обтекания соответствующих решеток, качества профилей для сопоставления к.п.д. этих машин можно считать одинаковыми и близкими к их оптимальным значениям.

Результаты подсчета к.п.д. решеток первого и второго колес (η_p' и η_p'') и к.п.д. их пары при встречном вращении ($\eta_{\text{ав}}$) по формулам (1), (2) и (3) при $\mu_p' = \mu_p'' = 0,02$ для различных расчетных режимов, определяемых относительной скоростью закручивания $\frac{c_u}{u}$, и для двух

крайних значений $\frac{c_u}{u} = 0,2$ и $\frac{c_u}{u} = 0,4$ представлены соответствующими кривыми рис. 1. Из сопоставления этих кривых следует, что в то время как при увеличении $\frac{c_u}{u}$ η_p' возрастает, η_p'' уменьшается, вследствие чего $\eta_{\text{ав}}$ практически не зависит от выбора расчетной величины $\frac{c_u}{u}$ в обычно применяемом ее интервале (график рис. 1 построен в крупном масштабе, вследствие чего заметное отклонение кривой $\eta_{\text{ав}}$ от горизонтали в действительности соответствует изменению этой величины только на 0,5 %).

С увеличением относительной осевой скорости $\frac{c_a}{u}$ к.п.д. пары встречно-вращающихся колес заметно увеличивается, что соответствует обычному увеличению к.п.д. решеток при увеличении угла β_m .

С целью установления относительной экономичности осевых машин со встречным вращением рабочих колес проведем сопоставление к.п.д., вычисленного по формуле (3), с соответствующими к.п.д. осевых машин обычного типа.

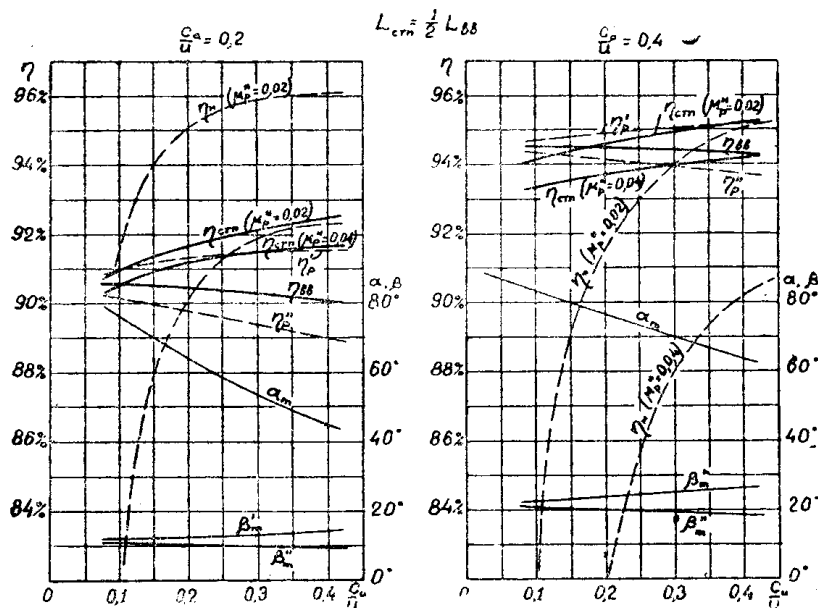


Рис. 1. К. п. д. пары встречно-вращающихся осевых колес и его сопоставление с к. п. д. ступени обычного типа.

В применении к вентиляторам такое сопоставление следует провести, прежде всего, с к.п.д. одноступенчатого осевого вентилятора без направляющего или спрямляющего аппаратов. Переходя к принятой в теории осевых вентиляторов терминологии и обозначениям, заметим, что приведенные выше к.п.д. решеток η_p соответствуют понятию о профильном ($\eta_{прф}$) к.п.д. вентилятора, а к.п.д. пары встречно-вращающихся колес в целом ($\eta_{ср}$) — гидравлическому к.п.д. вентилятора с такой парой ($\eta_{гср}$). Как известно, гидравлический к.п.д. вентилятора

$$\eta_{гср} = \eta_{прф} \cdot \eta_{кр},$$

где $\eta_{кр} = 1 - \frac{\rho \frac{c_u^2}{2}}{H_t} = 1 - \frac{1}{2} \cdot \frac{c_u}{u}$ — так называемый к.п.д. закручи-

вания, определяющий неиспользование энергии закрутки выходящего потока $\rho \frac{c_u^2}{2}$,

ρ — плотность воздуха, а $H_t = \rho u c_u$ — теоретический напор вентилятора (в кг/м^2).

Естественным условием сопоставления в рассматриваемом случае будет, очевидно, равенство относительных скоростей закручивания на данном кольцевом элементе единственного колеса одноступенчатого осевого вентилятора и каждого из встречно-вращающихся осевых колес: $\left(\frac{c_u}{u}\right)_1 = \left(\frac{c_u}{u}\right)_{ср} = \frac{c_u}{u}$. Теоретический напор пары встречно-вра-

щающихся осевых колес будет при этом вдвое больше, чем одноступенчатой машины, рабочее колесо которой имеет ту же окружную

скорость, что и каждое из встречно-вращающихся. При осевом входе на рабочее колесо одноступенчатого вентилятора треугольники скоростей рассматриваемого его кольцевого элемента должны полностью совпадать с таковыми для первого из встречно-вращающихся колес и, следовательно, их профильные к.п.д. будут одинаковыми $\eta_{прф}^I = \eta_{прф}'$.

Отношение гидравлических к.п.д. кольцевого элемента вентилятора с парой встречно-вращающихся осевых колес и одноступенчатого

$$\begin{aligned} \frac{\eta_{гв}}{\eta_{г}^I} &= \frac{\left(\frac{1}{2} - \frac{1}{4} \frac{c_u}{u}\right) \eta_{прф}' + \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{4} \frac{c_u}{u}\right) \eta_{прф}''}{\eta_{прф}' \cdot \eta_{кр}} = \\ &= \frac{1}{2} + \frac{1}{2} \cdot \frac{\left(1 + \frac{1}{2} \cdot \frac{c_u}{u}\right) \eta_{прф}''}{\left(1 - \frac{1}{2} \frac{c_u}{u}\right) \eta_{прф}'} \end{aligned} \quad (5)$$

будет, таким образом, зависеть от качества профилей в решетках и от принятых в расчетных условиях отношений $\frac{c_u}{u}$ и $\frac{c_u}{u}$. Таким же

можно считать и отношение полных к.п.д. сопоставляемых вентиляторов.

На рис. 2 приведены результаты соответствующих вычислений при одинаковом качестве профилей во всех решетках $\mu_p = 0,02$. Относительное повышение экономичности при переходе от одноступенчатого осевого вентилятора без направляющего и спрямляющего аппаратов к паре встречно-вращающихся осевых колес в напряжен-

ных машинах (большие $\frac{c_u}{u}$) дохо-

дит до 20—25 %. Это объясняется сведением к нулю потери закручивания при встречном вращении рабочих колес.

Применение направляющих или спрямляющих аппаратов в одноступенчатом или двухступенчатом осевом вентиляторе превращает его

соответственно в одну или две ступени осевой компрессорной машины обычного (с односторонним вращением) типа. Поэтому дальнейшее сопоставление экономичности пары встречно-вращающихся осевых колес проводим с такой ступенью, состоящей из рабочего колеса и спрямляющего аппарата, переходя вновь к терминологии и обозначениям, принятым для компрессорных машин.

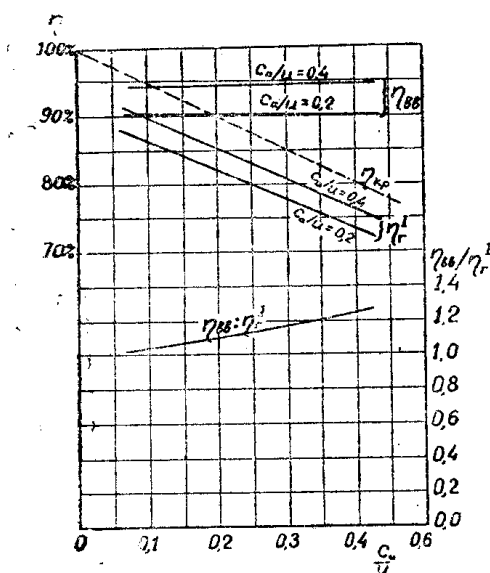


Рис. 2. Сопоставление гидравлических к. п. д. одноступенчатого осевого вентилятора и пары встречно-вращающихся осевых колес.

К.п.д. ступени для кольцевого элемента осевой компрессорной машины обычного типа может быть определен как

$$\eta_{cmn} = \frac{L_{p.к.} + L_{п.а.}}{L_t} = \frac{\frac{c_u}{g} \left(u - \frac{c_u}{2} \right) \eta_p + \frac{c_u^2}{2g} \eta_n}{\frac{1}{g} c_u u} = \left(1 - \frac{1}{2} \frac{c_u}{u} \right) \eta_p + \frac{1}{2} \frac{c_u}{u} \eta_n, \quad (6)$$

где η_p — к.п.д. решетки рабочего колеса, а η_n — к.п.д. направляющего аппарата.

При одинаковых отношениях $\frac{c_u}{u}$ на рассматриваемом кольцевом элементе единственного рабочего колеса нормальной ступени и каждого из встречно-вращающихся колес последние при одинаковых окружных скоростях передают вдвое больше энергии $L_{ов} = 2L_{cmn}$. Сопоставление выражений (3) и (6) в этом случае приводит к выводу, что к.п.д. пары встречно-вращающихся колес будет выше к.п.д. нормальной ступени, если

$$\left(\frac{1}{2} + \frac{1}{4} \frac{c_u}{u} \right) (\eta_p' - \eta_p'') < \frac{1}{2} \frac{c_u}{u} (\eta_p - \eta_n). \quad (7)$$

При одинаковом качестве профилей в сопоставляемых решетках и осевом входе на рабочее колесо нормальной ступени $\eta_p = \eta_p'$. Интересующее нас сопоставление определяется поэтому относительной величиной к.п.д. решетки второго из встречно-вращающихся колес (η_p'') и направляющего аппарата (η_n) нормальной ступени. Последний может быть вычислен по формуле

$$\eta_n = \frac{1 - \mu_p^n \operatorname{tg} \alpha_m}{1 + \mu_p^n \operatorname{ctg} \alpha_m},$$

где $\operatorname{ctg} \alpha_m = \frac{c_u}{2c_a}$ — определяет направление средней геометрической скорости обтекания направляющего аппарата для ступени с осевым входом и осевым выходом.

Результаты сопоставления экономичности ступеней со встречным и с односторонним вращением рабочих колес будут, таким образом, зависеть от величин $\frac{c_a}{u}$, $\frac{c_u}{u}$ и качества профилей в решетках рабочих колес и направляющего аппарата.

В качестве примера такого сопоставления на рис. 1 нанесены соответствующие кривые, из рассмотрения которых очевидно, что в данном случае (при $L_{cmn} = \frac{1}{2} L_{ов}$) относительная экономичность встреч-

ного вращения увеличивается с увеличением $\frac{c_a}{u}$ и с уменьшением $\frac{c_u}{u}$.

Разница между $\eta_{ов}$ и η_{cmn} при этом незначительна и в обычных условиях не превосходит 1—2 %.

Если же качество профилей в решетке направляющего аппарата ниже, чем качество профилей решеток рабочих колес (что, например

характерно для осевых вентиляторов), встречное вращение при достаточно больших $\frac{c_a}{u}$ будет обеспечивать более высокие к.п.д. Это подтверждается и результатами соответствующих экспериментальных исследований, согласно которым осевые вентиляторы со встречным вращением рабочих колес дают более высокие к.п.д., чем двухступенчатые осевые вентиляторы обычного типа [3], [4].

Может представлять определенный интерес сопоставление экономичности ступеней при встречном и при одностороннем вращении и в том частном случае, когда при одинаковых диаметральных размерах и отношениях $\frac{c_u}{u}$ пара встречно-вращающихся колес передает ту же энергию, что и нормальная ступень из рабочего колеса и направляющего аппарата ($L_{aa} = L_{cmn}$). При этом окружная скорость каждого из встречно-вращающихся колес (u_{aa}) должна быть меньше, чем колеса нормальной ступени (u_{cmn}), и, очевидно, что

$$u_{aa} = \frac{u_{cmn}}{\sqrt{2}}.$$

Для обеспечения одинаковой производительности сопоставляемых ступеней необходимо равенство осевых скоростей и, следовательно,

$$\left(\frac{c_a}{u}\right)_{cmn} = \left(\frac{c_a}{u}\right)_{aa} \cdot \frac{1}{\sqrt{2}}.$$

Это изменяет условия сопоставления экономичности по сравнению с рассмотренными выше, так как отношения $\frac{c_a}{u}$ в левой и в правой частях нера-

венства (7) будут теперь неодинаковыми.

В качестве примера сопоставления к.п.д. в этих новых условиях на фигуре 3 нанесены соответствующие кривые, причем отношение $\frac{c_a}{u}$ при встречном вра-

щении во всех случаях принято равным 0,4. Встречное вращение в этих условиях обеспечивает более высокие к.п.д. во всем практически используемом диапазоне отношений $\frac{c_a}{u}$ даже при одинаковом качестве профилей в решетках рабочих колес и направляющего аппарата.

Рассмотренные здесь соотношения для вентиляторов и компрессорных машин (считая в последних плотность воздуха в пределах ступени неизменной) могут быть применены и для машин гидравлических с соответствующим изменением

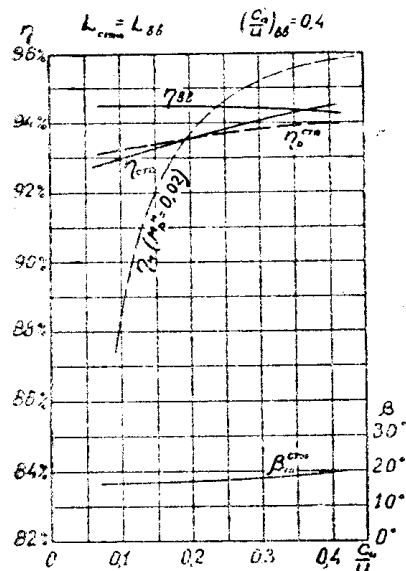


Рис. 3. Сопоставление к. п. д. ступени со встречным и односторонним вращением при одинаковой передаче энергии.

в обозначениях и терминологии. Результаты сопоставления экономичности машин со встречным и односторонним вращением будут при этом, очевидно, такими же.

Проведенное в настоящей работе теоретическое определение к.п.д. показывает, что применение встречного вращения рабочих колес осевых машин должно существенно повышать экономичность лишь по сравнению с осевым колесом без направляющего или спрямляющего аппаратов. По сравнению же с нормальной ступенью, состоящей из рабочего колеса и спрямляющего аппарата, пара встречно-вращающихся осевых колес должна давать более высокие к.п.д. в тех случаях, когда качество профилей в решетках спрямляющих (или направляющих) аппаратов машин обычного типа заметно ниже, чем на рабочих колесах, или же, — когда при одинаковом качестве профилей при встречном вращении применяются большие отношения $\frac{c_a}{u}$. При оди-

наковом качестве профилей и при одинаковых $\frac{c_a}{u}$ экономичность ступеней со встречным и с односторонним вращением в обычных пределах отношений $\frac{c_u}{u}$ практически одинакова.

Бесспорным преимуществом встречного вращения осевых колес во всех случаях остается, однако, отсутствие необходимости применять направляющие или спрямляющие аппараты.

ЛИТЕРАТУРА

1. Соколов Ю. Н. Об осевых машинах со встречным вращением рабочих колес. „Изв. ТПИ“, т. 80, 1955.
 2. Соколов Ю. Н. Расчет осевых машин со встречным вращением рабочих колес. „Изв. ТПИ“, т. 109, 1960.
 3. Арцыков А. П. Работа двухступенчатого осевого вентилятора со встречным движением колес. „Труды Ленинградского кораблестроительного ин-та“, вып. XVII, 1955.
 4. Соколов Ю. Н. О применении встречного вращения рабочих колес в осевых компрессорных машинах. „Труды 1-й межвузовской конференции по авиационным лопаточным машинам“, Оборонгиз, 1958.
-