

В. А. Демидов, А. Ф. Тихонов

РАБОТА ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА НА НЕРАСЧЕТНЫХ РЕЖИМАХ

Изменение условий на впуске у дизеля без турбонаддува сказывается непосредственно на весовом заряде цилиндров. У дизеля с турбонаддувом эта зависимость более сложна. Рост сопротивления на впуске приводит к недостаточному обеспечению двигателя воздухом, что отражается на количестве, температуре и давлении выпускных газов, т. е. на рабочем теле турбины, от параметров которой зависят показатели работы компрессора, определяющего весовой заряд цилиндров. Естественно, это обуславливает работу двигателя с нерегулируемым турбокомпрессором в нерасчетных условиях. На режимах, значительно отличающихся от номинального, рабочий процесс существенно меняется, при этом некоторые параметры выходят за пределы допустимых значений.

Исследование работы нагнетателя турбокомпрессора типа ТКР-14 при различных параметрах воздуха во всасывающем тракте было проведено на экспериментальном стенде. Описание и работа установки, характеристика объекта исследования приведены в работе [1].

Испытания проводились при $n=8000-17\,000$ об/мин. Этим объясняется работа компрессора со сравнительно низкими степенями повышения давления — 1,025—1,075, при расходе 0,04—0,161 кг/сек.

Первый этап исследования состоял в определении параметров работы компрессора в случае постоянного расхода воздуха через турбину и при переменном сопротивлении на всасывании.

На втором этапе изучались параметры работы компрессора при его постоянной производительности и переменном сопротивлении на всасывании.

В обоих случаях расчетным путем исследовалась проточная часть компрессора. Рассматривались отдельные элементы проточной части. Для расчета гидравлических потерь использованы коэффициенты потерь, полученные из опыта. Такого же метода придерживались авторы работ [2], [3], [4]. Значения коэффициента ξ принимались на основании накопленных расчетных и экспериментальных данных для большого числа выполненных центробежных машин.

Весовой расход воздуха через турбину определялся по перепаду давления ΔP на диафрагме. Исходная формула для расчетов следующая:

$$G_r = 40,9 \cdot \alpha_1 \cdot \varepsilon \cdot \sqrt{\Delta P \gamma_0}, \text{ кг/ч,}$$

где α_1 — поправочный множитель на вязкость измеряемой среды;
 ε — поправочный множитель на расширение измеряемой среды;
 ΔP — перепад давления на диафрагме, кг/м²;
 γ_0 — удельный вес воздуха по параметрам перед диафрагмой, кг/м³.

Производительность компрессора рассчитывалась по формуле:

$$G_k = \frac{2,314}{10^3} \cdot d_k \cdot \sqrt{\Delta P_1} \cdot \sqrt{\frac{B - \Delta P_1}{T_a}} \text{ кг/ч,}$$

где d_k — диаметр коллектора входа, мм;
 ΔP_1 — статическое давление на стенках входного коллектора, кг/м²;
 T_a — температура воздуха на входе, °К;
 B — барометрическое давление, кг/м².

Поскольку экспериментальный стенд не был оборудован устройством для непосредственного замера мощности компрессора, мощность N_k и к. п. д. η_k определялись по замеренному перепаду температур в компрессоре. При этом использовались формулы

$$N_k = \frac{k}{k-1} R \cdot \Delta T_k \cdot G_k \text{ вт,}$$

$$\eta_k = \frac{T_a (\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1)}{\Delta T_k}.$$

Коэффициент напора определяется по формуле

$$\bar{H} = \frac{\frac{k}{k-1} \cdot R T_a \cdot [\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1]}{\frac{U_2^2}{g}},$$

где k — показатель адиабаты воздуха;
 R — газовая постоянная, кг м/кг·град;
 ΔT_k — перепад заторможенных температур — разность температур на выходе и входе в компрессор, °К;
 G_k — производительность компрессора, кг/ч;
 T_a — статическая температура на входе в компрессор, °К;
 π_k — степень повышения давления в статических параметрах;
 U_2 — окружная скорость рабочего колеса, м/сек.

Эффективная работа компрессора определялась по формуле

$$L_e = \frac{N_k}{G_k} \text{ Дж/кг.}$$

Абсолютная и относительная величины потерь в колесе, дисковая потеря и потеря в щелевом диффузоре определялись соответственно из соотношений

$$L_{гк} = \xi_1 \cdot \frac{\omega_1^2}{2g} + \xi_2 \cdot \frac{G_{2r}^2}{2g};$$

$$L_{гд} = \alpha \cdot \frac{U_2^2}{g};$$

$$L_{\text{гш}} = \frac{\xi_3 \cdot C_2^2 \cdot (r_3 - r_2) r_2}{g \cdot \sin \alpha_2 \cdot b_2 \cdot r_3};$$

$$\bar{L}_{\text{r(к,д,щ)}} = \frac{L_{\text{r(к,д,щ)}}}{L_e},$$

где ξ_1, ξ_2, ξ_3 — коэффициенты потерь; $\xi_1=0,2$; $\xi_2=0,15$; $\xi_3=0,02$.

ω_1 — относительная скорость входа воздуха на лопатки колеса, м/сек;

C_{2r} — радиальная составляющая абсолютной скорости на выходе из колеса, м/сек;

α — коэффициент работы трения диска;

U_2 — окружная скорость колеса, м/сек.

Величину гидравлической потери в лопаточном диффузоре определяем графическим интегрированием (путем последовательного расчета потерь по участкам), используя выражение

$$\frac{dL_{\text{гл}}}{\rho_r} = \frac{\xi_4}{\rho_r} \cdot \frac{C^2}{2g} \cdot dS,$$

где ρ_r — гидравлический радиус сечения;

dS — элемент траектории частицы воздуха;

ξ_4 — коэффициент потерь лопаточного диффузора, равный 0,032.

Сумма потерь по участкам дает величину абсолютной потери в лопаточном диффузоре компрессора, т. е.

$$L_{\text{гл}} = \sum_{i=1}^{i=7} L_{\text{г}}.$$

Абсолютная величина потери в улитке определялась по формуле

$$L_{\text{гу}} = L_{\text{ад}}^4 - L_{\text{ад}}^k.$$

Адиабатическая работа сжатия (в статических параметрах ввиду незначительных скоростей) от давления на входе в компрессор до давлений на выходе из лопаточного диффузора $L_{\text{ад}}^4$ и из компрессора $L_{\text{ад}}^k$ подсчитывалась по обычным формулам.

Относительная величина потери в лопаточном диффузоре и улитке находилась из отношения

$$\bar{L}_{\text{r(л,у)}} = \frac{L_{\text{r(л,у)}}}{L_e}.$$

Все параметры работы компрессора представлены в виде графических зависимостей от коэффициента сопротивления диафрагм, который изменялся от 0,616 до 6,458. Интервал его изменения выбран с таким расчетом, чтобы отношение площади поперечного сечения отверстия предыдущей диафрагмы к последующей равнялось приблизительно 1,1. Коэффициент сопротивления каждой диафрагмы представляет среднеарифметическую величину, найденную по 6 значениям расхода воздуха по формуле

$$\xi_d = \frac{\Delta H}{\gamma_0 \omega_0^2 / 2g},$$

где ΔH — перепад давления на диафрагме, $кг/м^2$;

w_0 — скорость воздуха перед диафрагмой, $м/сек.$

Изменение расхода не влияет на коэффициент ξ_g , что видно из рис. 1. Число Рейнольдса определялось по формуле

$$Re = \frac{w'_0 \cdot d_d}{\nu},$$

где w'_0 — скорость воздуха в сечении диафрагмы, $м/сек.$;

d_d — диаметр диафрагмы, $м$;

ν — кинематический коэффициент вязкости при параметрах воздуха в сечении диафрагмы, $м^2/сек.$

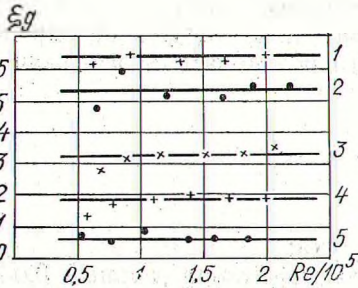


Рис. 1. Зависимость коэффициента сопротивления от числа Рейнольдса:

1 — 5 — $\xi_d = 6,458; 5,340; 3,255; 1,873; 0,616$ соответственно.

На рис. 2 показано изменение параметров работы компрессора в зависимости от коэффициента сопротивления ξ_d . Увеличение ξ_d с 0,616 до 6,458 обусловило уменьшение производительности компрессора с 600 до 550 $кг/ч$, т. е. более чем на 8%.

Это обстоятельство вызывает рост числа оборотов ротора на 4,7%, так как для турбокомпрессора характерно равенство мощностей турбины и компрессора, т. е. $N_T = N_K$. Мощность, развиваемая турбиной, остается постоянной ввиду неизменного расхода воздуха через турбину ($G_T = 700$ $кг/ч$). Снижение производительности и неизменность мощности, потребляемой компрессором, обуславливают увеличение эффективной работы L_e , приходящейся на 1 $кг$ воздуха.

Понижение давления во входной части компрессора, вызванное изменением сопротивления, приводит к увеличению степени повышения давления π_k на 5%. Поэтому, несмотря на увеличение окружной скорости колеса, напор \bar{H} также растет (с 0,28 до 0,65).

Как видно из рис. 3, увеличение коэффициента ξ_d вызывает рост абсолютных потерь во всех элементах проточной части компрессора. Только в улитке наблюдается уменьшение абсолютной потери $L_{гy}$.

Рассмотрим причины, вызывающие изменение потерь. Так как цель данной работы — количественная оценка потерь, то для установления причин изменения потерь воспользуемся данными ряда других работ.

Потеря на трение колеса $L_{гд}$ возникает в результате вязкости и перетекания воздуха. Установлено три вида перетекания:

1) перетекание воздуха из диффузора через зазор между задним диском колеса и корпрусом;

2) перетекание воздуха из каждого канала колеса в соседний межлопаточный канал через осевые зазоры между лопатками и кожухом компрессора;

3) перетекание воздуха из диффузора в колесо в пристеночной зоне в области переднего торцевого зазора.

В связи с тем что в нашем случае колесо компрессора не имеет разгрузочных отверстий, отпадает надобность учета затраты мощности на первый вид перетекания.

Перетекание воздуха через передний торцевой зазор из одного канала колеса в другой (смежный) происходит под действием разности

статических давлений с двух сторон лопатки и вследствие перемещения межлопаточных каналов относительно неподвижной стенки корпуса.

Поток воздуха, перетекающий через зазор, воздействует на активный поток воздуха, движущийся по каналу колеса. Взаимодействие двух потоков способствует более быстрому развитию вихревой зоны у задней стенки колеса, что приводит к сужению проходного сечения и увеличению гидравлических сопротивлений проточной части.

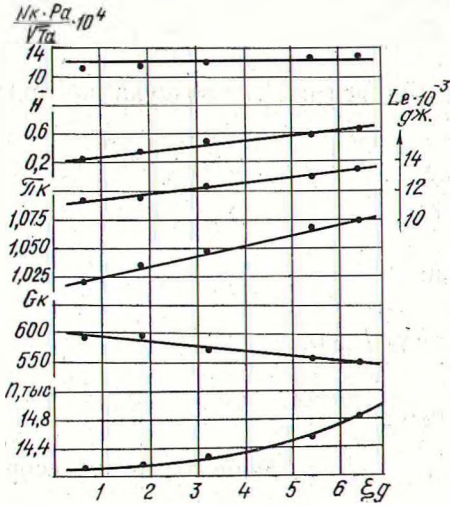


Рис. 2. Зависимость параметров работы компрессора от коэффициента сопротивления при $G_T = 700$ кг/ч:
 1 — N_k ; 2 — H ; 3 — Le ; 4 — π_k ;
 5 — G_k ; 6 — n .

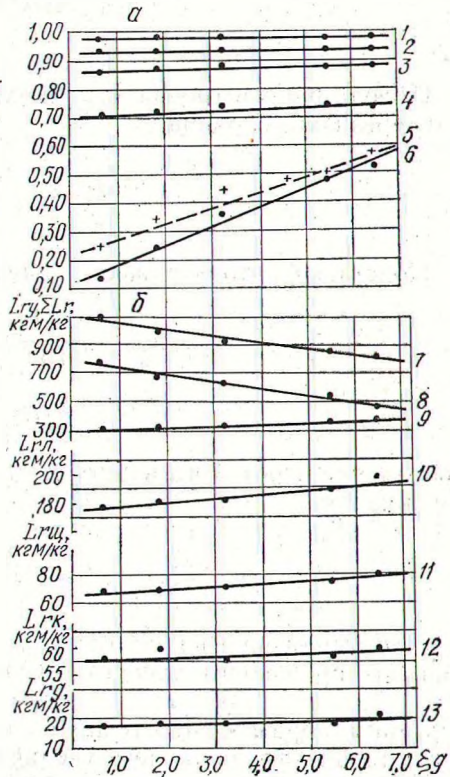


Рис. 3. Распределение потерь в элементах проточной части компрессора:

a — баланс потерь в компрессоре;
 b — изменение абсолютных потерь в компрессоре от коэффициента ξ_d ;
 1 — $L_{гд}$; 2 — $L_{гк}$; 3 — $L_{гш}$; 4 — $L_{гy}$;
 5 — опытное; 6 — расчетное; 7 — $\Sigma L_{г}$;
 8 — $L_{гy}$; 9 — $L_{г1} + L_{г2} + L_{гд} + L_{гш}$;
 10 — $L_{гд}$; 11 — $L_{гш}$; 12 — $L_{гк}$; 13 — $L_{гд}$;

Этот вид перетекания не вызывает возрастания затрачиваемой мощности, но увеличивает гидравлические потери в проточной части колеса.

Третий вид перетекания — из диффузора в колесо — заключается в следующем. Те струйки воздуха, которые движутся в колесе вблизи торцевых стенок, попадая в щелевой диффузор, теряют там часть кинетической энергии и под действием положительного градиента давления возвращаются обратно в колесо. Таким образом, возникают замкнутые паразитные токи. На увеличение момента количества движения частиц воздуха, циркулирующих в этих потоках, расходуется дополнительная энергия.

Следует отметить, что при уменьшении расхода обратные токи наблюдаются не только в области торцевых зазоров, но и внутри колеса у торцевых кромок лопаток.

Данный вид перетекания повышает мощность, затрачиваемую на вращение колеса, и увеличивает гидравлические потери в проточной части колеса.

Мощность трения диска равна

$$N_{гд} = \frac{L_{гд} \cdot G_k}{75}$$

Отсюда работа трения $L_{гд}$, приходящаяся на 1 кг воздуха, проходящего через колесо, равна

$$L_{гд} = \frac{75N_{гд}}{G_k}$$

Подставив в это выражение значения

$$N_{гд} = \frac{\pi \cdot c_f}{750 \cdot g} \cdot \gamma_2 \cdot U_2^3 \cdot D_2^2$$

и

$$G_k = \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot c_{2г} \cdot \gamma_2$$

и, обозначив через A величины, постоянные для данного компрессора, получим, что

$$L_{гд} = A \frac{U_2^3}{c_{2г}}$$

Из этого выражения видно, что рост числа оборотов компрессора и снижение его производительности обуславливают рост потерь на трение колеса.

Таким образом, перетекание воздуха из диффузора в колесо и рост потерь на трение колеса увеличивают $L_{гд}$.

Потеря в колесе $L_{гк}$ включает следующие группы:

- 1) потери во вращающемся направляющем аппарате;
- 2) потери, обусловленные поворотом потока от осевого к радиальному направлению и движением воздуха по радиальному участку колеса.

Поток, движущийся по каналу колеса, имеющему небольшую диффузорность, обладает непостоянным градиентом давления. Поэтому, кроме потерь на трение, у нерабочей стороны лопатки возникает обратное течение в пограничном слое и происходит отрыв потока от ее стенки, что способствует развитию вихревой зоны в канале колеса.

Эта группа потерь пропорциональна квадрату относительной скорости w_1 на входе в колесо. В нашем случае наблюдается увеличение w_1 и соответственно растет эта группа потерь, несмотря на то что одна из ее составляющих c_1 уменьшается. Это объясняется тем, что вторая составляющая U_1 растет более интенсивно.

Вторая группа потерь возникает в результате трения воздуха о межлопаточные каналы колеса и пропорциональна квадрату скорости $c_{2г}$. Уменьшение $c_{2г}$ вызывает снижение потерь. Удельная величина

потерь этой группы в общей потере в колесе меньше величины потерь первой группы. В результате потеря в колесе растет.

Рассматривая природу потерь в колесе, необходимо заметить, что ее увеличению способствует 2-й и 3-й виды перетекания.

Данные, полученные при аэродинамическом исследовании диффузорной части в работе [5], объясняют природу потери в щелевом диффузоре.

В результате большой неравномерности углов потока по ширине канала в нем возникают вихри, на образование которых затрачивается энергия основного потока. Вихревые линии и вихревые жгуты имеют спиральную форму. Они появляются вблизи выходного сечения колеса и простираются в пространство безлопаточного диффузора. Большая часть попадает в перетекающий поток и уносится в колесо. Энергия поступательного и вращательного движения частиц, совершающих такое движение, переходит в тепло без восстановления давления вследствие внутреннего трения и трения о боковые стенки, к которым примыкает перетекающий поток.

С уменьшением расхода воздуха толщина перетекающего слоя увеличивается, следовательно, увеличивается и потеря в безлопаточном диффузоре $L_{\text{гш}}$.

Таким образом, потери, возникающие при этом, частично относятся к диффузору и частично к колесу.

Характер течения воздуха в лопаточном диффузоре, а следовательно, и эффективность его работы, зависят в первую очередь от структуры набегающего потока. При обтекании лопаточного диффузора потоком, имеющим неравномерное поле скоростей по ширине канала, появляются потери, вызванные отрывом потока от передних кромок как с вогнутой, так и с выпуклой стороны лопатки. Отрыв потока с вогнутой стороны лопатки вызывается, главным образом, обратным или «вторичным» течением и сосредоточен у торцевых стенок. Наличие лопаток сокращает длину траектории частиц воздуха, что уменьшает потери на трение и препятствует развитию перетекающего слоя. Перетекание происходит только из области косо го среза: те струйки, которые уже прошли сечение горла и попали внутрь межлопаточного канала, обратно не возвращаются. При уменьшении расхода возрастают потери на отрыв в пристеночных зонах, что приводит к росту потери $L_{\text{тл}}$; эти зоны распространяются вторичным течением в безлопаточный диффузор.

Движение в улитке можно рассматривать как один из видов диффузорного течения, так как средняя скорость в направлении вращения рабочего колеса падает от одного поперечного сечения к последующему. Кроме того, поток в улитке не только тормозится, но и изгибается. Как всякий криволинейный поток, он имеет вторичные течения, возникающие вследствие того, что на пограничный слой, заторможенный из-за трения о стенки, влияет распределение давления в ядре потока. Слой, находящийся около периферийной стенки боковой улитки, перемещается внутрь, перемешиваются с быстро движущимися массами воздуха, входящими в улитку, и вместе с ними снова отбрасываются к периферии. В результате в улитке образуется стержневой вихрь, который вызывает дополнительные потери.

Количественная величина потерь $dL_{\text{гв}}$ на элементе улитки выражается через коэффициент трения λ в следующем виде [6]:

$$dL_{\text{гв}} = \lambda \frac{c}{2g} \cdot \frac{dS}{D_r},$$

где $D_r = \frac{4F}{\Pi}$ — гидравлический диаметр поперечного сечения;
 F — площадь поперечного сечения;
 Π — периметр площади поперечного сечения;
 c — средняя скорость в поперечном сечении.

Таким образом, большая величина абсолютной потери в улитке $L_{г\gamma}$ вызывается трением внутри среды, трением о ее развитую поверхность, а также вторичными течениями. Уменьшение производительности компрессора снижает потери в улитке.

На рис. 3, а представлен баланс потерь в компрессоре. Расчетные данные подтверждаются результатами эксперимента. При этом имеет место удовлетворительная сходимость данных опыта и расчета.

В ы в о д ы

1. Сопротивление на входе при работе на нерасчетных режимах существенно влияет на показатели работы компрессора. Повышение коэффициента сопротивления (при $G_r = 700 \text{ кг/час}$) вызывает снижение производительности компрессора, рост числа оборотов ротора и степени повышения давления, удельной эффективной работы и коэффициента напора.

2. Потеря в улитке в балансе потерь превышает сумму остальных потерь, что обуславливает значительное снижение к. п. д. при различных ξ_d .

3. Увеличение к. п. д. компрессора на нерасчетных режимах может быть достигнуто за счет снижения потерь в улитке.

Л и т е р а т у р а

- [1] В. А. Демидов. Экспериментальный стенд для безмоторных испытаний турбокомпрессора. В печати. [2] Ю. С. Подубуев, К. П. Селезнев. Теория и расчет осевых и центробежных компрессоров. М., 1957. [3] Б. С. Стечкин и др. Теория реактивных двигателей. Лопаточные машины. М., 1956. [4] К. И. Страхович. Центробежные компрессорные машины. М., 1940. [5] Тр. Казанск. авиац. ин-та, 56. Казань, 1960. [6] Б. Эккерт. Осевые и центробежные компрессоры. М., 1959.