

3.2 Особенности рабочего процесса центробежного компрессора

3.2.1 Схема ступени центробежного компрессора

Ступенью ЦБК (рисунок 3.2.1) называется совокупность входного устройства (ВУ), вращающегося рабочего колеса (РК), за ним неподвижного безлопаточного (БЛД) и лопаточного диффузора (ЛД) и выходного устройства (ВыхУ).

ЦБК имеют следующие преимущества: их производство относительно просто, обладают хорошей безотказностью в эксплуатации, со временем мало снижаются показатели π_K^* и η_K , мало чувствительны к загрязнению при эксплуатации. ЦБК также хорошо воспринимают механическое повреждение, выгода также в том, что π_K^* может достигать высоких значений.

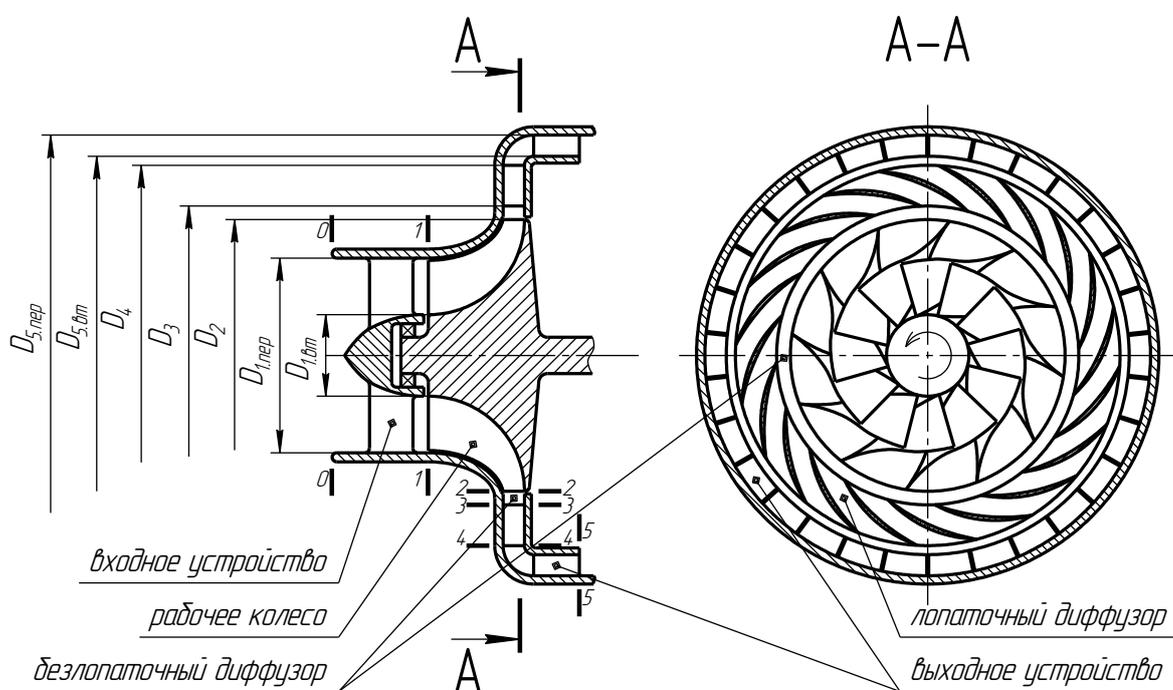


Рисунок 3.2.1 - Схема ступени ЦБК

ЦБК имеют три основных недостатка. Во-первых, очень трудно создать многоступенчатый ЦБК без того, чтобы заметно не возросла его масса и диаметральные размеры. Также КПД многоступенчатого ЦБК намного ниже, чем КПД ступени. Вторым недостатком является максимальный диаметр ЦБК, который возрастает прямо пропорционально расходу воздуха G_B . Поэтому лопаточные машины с ЦБК имеют не высокий расход воздуха (до $G_B \approx 10 \frac{кг}{с}$). Третьим недостатком является более низкий КПД по сравнению с КПД ОК имеющий такой же расход воздуха G_B и степень повышения давления π_K^* . Поэтому

ЦБК используется чаще всего в малоразмерных ГТД, в частности, в турбовальных двигателях (ТВаД) или на месте последней ступени компрессора высокого давления больших ГТД.

3.2.2 Течение воздуха в ЦБК

Изменение параметров потока воздуха при его течении вдоль проточной части ЦБК покажем схематично (Рисунок 1). Проточную часть делим в соответствии с рисунком.

Входным устройством подводится воздух к рабочему колесу. Скорость воздуха здесь увеличивается до значения c_1 за счёт конфузурности канала, не подводится работа, полная температура воздуха остаётся постоянной, статическая температура несколько падает, полное давление несколько снижается из-за гидравлических потерь, статическое давление падает из-за увеличения скорости воздуха.

Рабочее колесо ЦБК имеет лопатки, которые заставляют воздух вращаться. Под действием центробежных сил при вращении и торможения потока в относительном движении воздух сжимается. Абсолютная скорость воздуха увеличивается вследствие воздействия на него лопаток рабочего колеса. Таким образом, к воздуху в рабочем колесе подводится работа, и поэтому в нём увеличивается полная и статическая температура, полное и статическое давление, и абсолютная скорость воздуха.

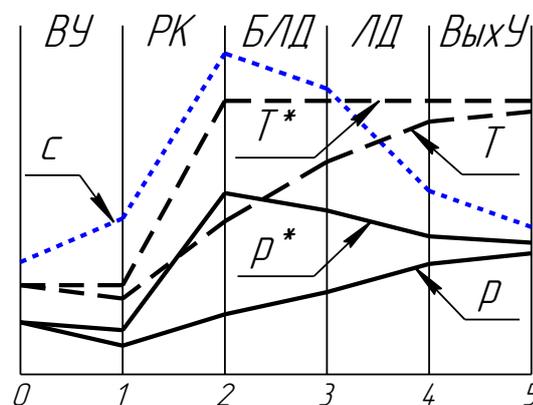


Рисунок 1 – Изменение параметров потока по длине проточной части ЦБК

Из рабочего колеса поступает воздух сначала в безлопаточный диффузор, потом в лопаточный диффузор. Диффузор служит для преобразования кинетической энергии воздуха («скорость») в энергию потенциальную (давление). В диффузоре снижается скорость, возрастает статическая температура и статическое давление. Так как не подводится и не отводится работа, отвод температуры через стенку минимальный, полная температура остаётся постоянной. Под действием трения и турбулентного течения в диффузоре снижается полное давление.

Выходное устройство предназначено для поворота потока воздуха в зависимости от конструкции следующего узла двигателя. В выходном устройстве обычно ещё несколько снижается скорость, поэтому и несколько растёт статическое давление и статическая температура воздуха. Работа не подводится и не отводится – полная температура остаётся постоянной; под действием трения и турбулентного течения полное давление несколько

снижается.

3.2.3 Входное устройство

Строго говоря, входное устройство не является частью ступени компрессора, а компрессора в целом или даже отдельную часть ГТД. Так как не редко одна ступень ЦБК является единственной ступенью компрессора ГТД, то входное устройство, как правило, рассматривают как часть ступени ЦБК.

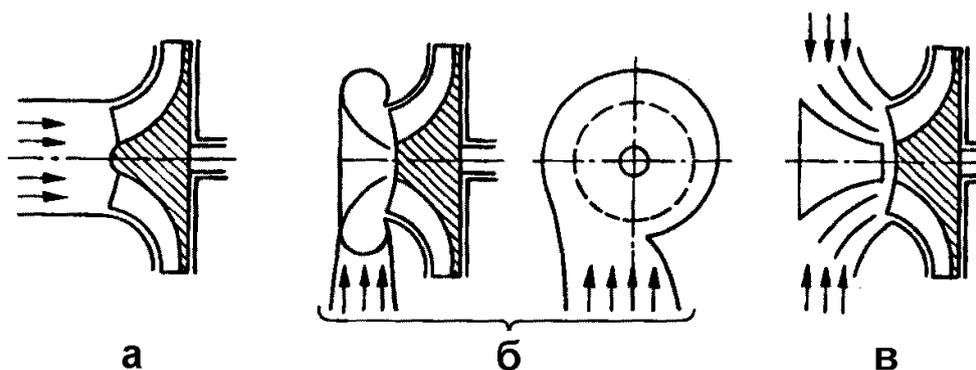


Рисунок 2 – Конструктивные схемы ВУ:
а – осевое ВУ; б – входная улитка; в – коленообразное ВУ

Входным устройством осуществляет подвод воздуха к рабочему колесу. В зависимости от схемы двигателя и его компоновки входные устройства принимают различные формы (Рисунок 2).

Входное устройство должно обеспечить симметричность потока воздуха на входе в рабочее колесо, равномерное заполнение всех каналов колеса, форма входного устройства должна обеспечить минимальные гидравлические потери.

Оценка гидравлических потерь осуществляется с помощью коэффициента восстановления полного давления:

$$\sigma_{BX} = \frac{P_1^*}{P_0^*} \quad (1)$$

Для центробежных компрессоров ГТД наиболее характерными являются осевые и коленообразные входные устройства. Коэффициент σ_{BX} обычно принимает значение 0,99...0,98 – для осевого входа и 0,98...0,97 – для коленообразного входа [].

Во входном устройстве могут быть установлены лопатки неподвижного направляющего аппарата, создающего закрутку потока перед рабочим колесом. Этот вопрос будет более подробно описан в разделе 6.2.

3.2.4 Рабочее колесо

Рабочее колесо ЦБК, вращаясь, передаёт энергию протекающему через него воздуху. Течения воздуха в рабочем колесе можно разделить на три этапа: вход в рабочее колесо, течение воздуха в межлопаточном канале и выход из рабочего колеса.

3.2.4.1 Вход в рабочее колесо

Течение воздуха на входе в ступень ЦБК носит такой же характер, как и на входе в ступень ОК. Для определения направления движения воздуха на входе в рабочее колесо строят треугольник скоростей (Рисунок 3).

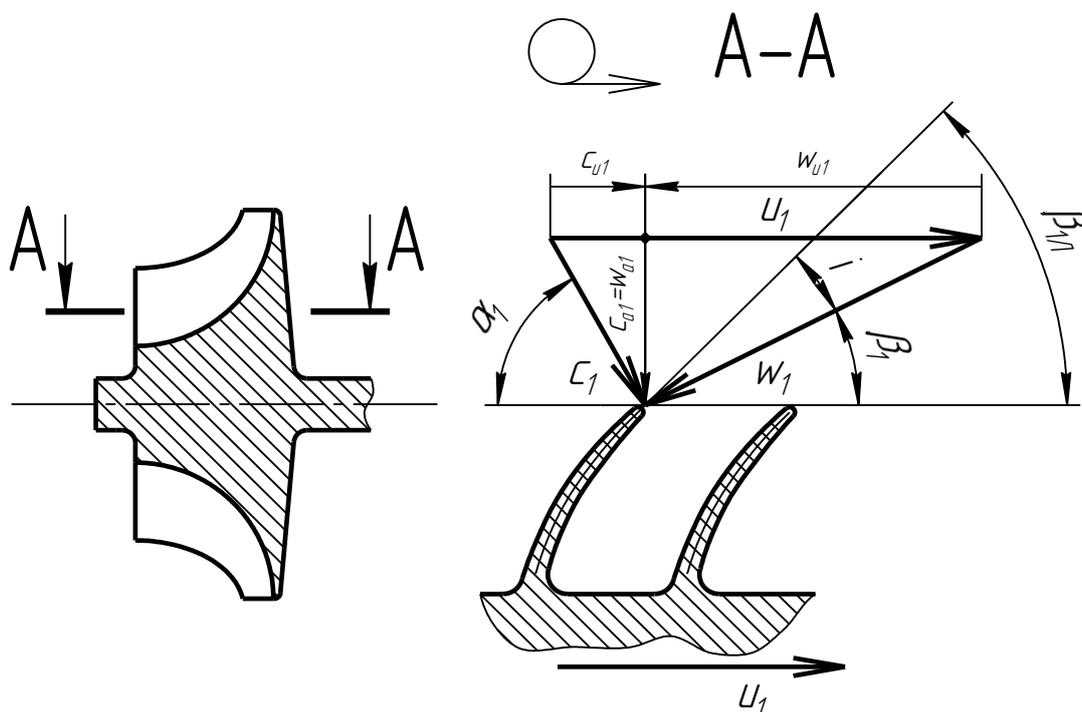


Рисунок 3 – Треугольник скоростей на входе в РК

Рабочее колесо имеет в месте развёртки A-A некоторую окружную скорость u_1 . На вход воздух поступает с абсолютной скоростью c_1 и направлен под углом α_1 к фронту решётки. Относительная скорость w_1 направлена к фронту решётки под кинематическим углом β_1 .

Углы, указанные в треугольнике скоростей (Рисунок 3) без нижнего индекса «Л» относятся к скоростям воздушного потока. Их не следует отождествлять с конструктивными (лопаточными) углами, относящимися непосредственно к элементам проточной части компрессора.

Условие безотрывного обтекания передних кромок лучше всего выполняется, когда воздух подходит под углом атаки $i = 1...4^\circ$. Таким образом, конструктивный угол лопатки

определяется как: $\beta_{Л1} = \beta_1 + i$.

Для всех рабочих колёс ЦБК характерно, что угол потока на входе в РК на периферии $\beta_{1,пер} = 30 \pm 5^\circ$. Это обусловлено тем, что в этом интервале расход воздуха через рабочее колесо максимальный. На графике (Рисунок 4) показано, каким должен быть угол $\beta_{1,пер}$, для данных осевых (M_{ca1}) и относительных скоростей ($M_{w1,пер}$), чтобы расход G_B был максимальный.

Глядя на треугольник скоростей (Рисунок 3) видно, что применение закрутки (когда $\alpha_1 < 90^\circ$) приводит к увеличению абсолютной скорости c_1 , угла β_1 , и тем самым к снижению относительной скорости w_1 на периферии. К этому прибегают для того, чтобы число Маха на периферии передней кромки $M_{w1,пер}$ было меньше единицы, тем самым обеспечивают отсутствие скачков уплотнения и падение КПД компрессора. Однако, вводя закрутку надо помнить, что она снижает теоретический напор ступени и тем самым тоже немного снижает КПД компрессора.

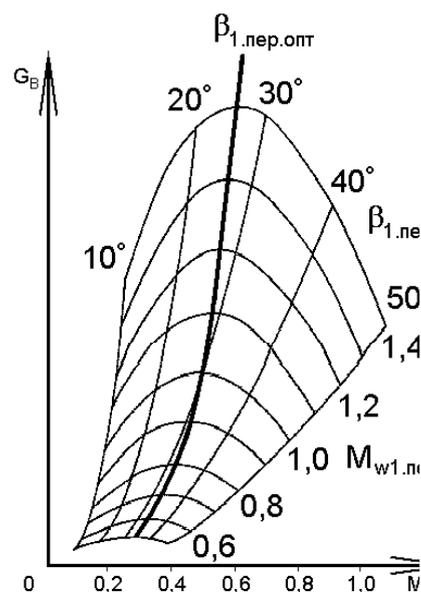


Рисунок 4 – Расход воздуха в зависимости от $\beta_{1,пер}$

В настоящее время созданы высоконапорные ступени ЦБК со сверхзвуковой скоростью натекания потока на передние кромки лопаток, но КПД таких ступеней ниже, чем КПД дозвуковых ступеней.

В не сильно нагруженных компрессорах поток набегает на входные кромки под углом $\alpha_1 = 90^\circ$, то есть без закрутки. В противоположном случае можно теоретически реализовать такое рабочее колесо, когда закрутка столь велика, что $\beta_1 = 90^\circ$. Такое колесо будет технологичным, но проиграет по всем остальным параметрам, поэтому в авиации такие не встречаются.

В общем случае изменение окружной составляющей скорости по радиусу (закрутку) можно задать в виде условия:

$$c_{u1} \cdot R^m = const. \quad (2)$$

При различных m в пределах от +1 до -1 получаются разные законы закрутки. Так, при $m = 1$ реализуется закон постоянства циркуляции, при $m = -1$ реализуется закон вращения твёрдого тела.

Закрутка потока перед рабочим колесом заметно влияет на величину теоретического

напора компрессора H_T . В общем случае это влияние можно учесть коэффициентом неравномерности потока ψ), который добавим в уравнение Эйлера. Получим:

$$H_T = u_2 \cdot c_{u2} - \psi \cdot u_1 \cdot c_{u1} \quad (3)$$

При законе постоянной циркуляции ($c_{u1} \cdot R^1 = const$) установлено, что коэффициент $\psi = 1$. Для закона вращения твёрдого тела ($c_{u1} \cdot R^{-1} = const$) приблизительно справедливо:

$$\psi = \frac{1}{2} \cdot \left[1 - \left(\frac{D_{1.em}}{D_{1.nep}} \right)^2 \right]. \quad (4)$$

Приняв допущение, что зависимость $\psi = f(m)$ в интервале $-1 \leq m \leq +1$ линейная, можно определить ψ для любого промежуточного закона закрутки по формуле:

$$\psi = \frac{(m+1)}{2} - \frac{(m-1)}{2} \cdot \left[1 - \left(\frac{D_{1.em}}{D_{1.nep}} \right)^2 \right] \quad (5)$$

3.3.2.2 Классификация рабочих колес ЦБК

Рабочие колеса классифицируются по двум признакам – по конструкции и по величине выходного угла лопаток $\beta_{л2}$.

По конструктивному признаку различают:

1. рабочие колеса открытые (Рисунок 5, а);
2. рабочие колеса полуоткрытые (полузакрытые) (Рисунок 5, б);
3. рабочие колеса закрытые (Рисунок 5, в)

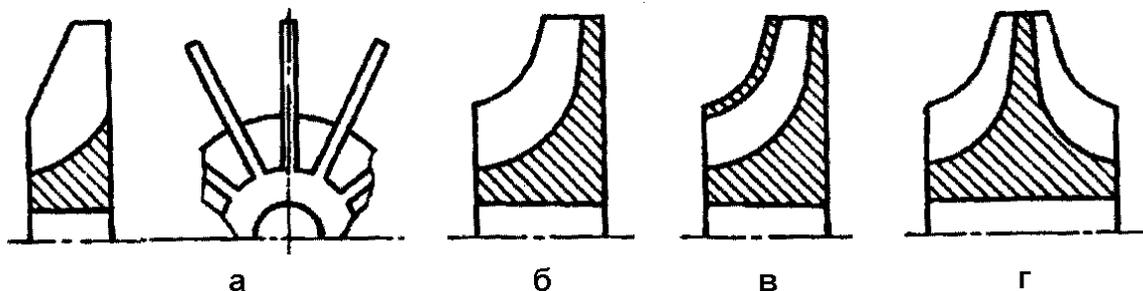


Рисунок 5 – Классификация рабочих колес ЦБК по конструктивному признаку:

а – РК открытое; б – РК полузакрытое; в – РК закрытое; г – РК двухстороннее

Открытые рабочие колеса представляют собой систему лопаток, укрепленных на центральной втулке. Существенным недостатком таких колес являются повышенные вибрационные напряжения в лопатках, приводящие к их поломкам.

Закрытые колеса имеют на периферии лопаток покрывной диск, благодаря которому межлопаточные каналы совершенно изолированы от корпуса. Такие колеса обеспечивают наибольший КПД, но сложны в производстве и их прочность ниже, чем прочность полуоткрытых колес.

В авиации применяются полузакрытые (полуоткрытые) рабочие колеса. Они достаточно прочны, технологичны и имеют высокий КПД. Для увеличения расхода воздуха или снижения диаметра D_2 , рабочее колесо может быть выполнено с двухсторонним входом (Рисунок 5, г). При одном и том же расходе воздуха наружный диаметр снижается в $\sqrt{2}$ раз по сравнению с ЦБК с односторонним входом.

Далее рабочие колеса классифицируются по характерной величине выходного угла лопаток $\beta_{л2}$ на:

1. рабочие колеса с радиальными лопатками $\beta_{л2} = 90^\circ$ (Рисунок 6, б);
2. рабочие колеса с лопатками загнутыми против вращения $\beta_{л2} < 90^\circ$ (Рисунок 6, а);
3. рабочие колеса с лопатками загнутыми по вращению $\beta_{л2} > 90^\circ$ (Рисунок 6, в).

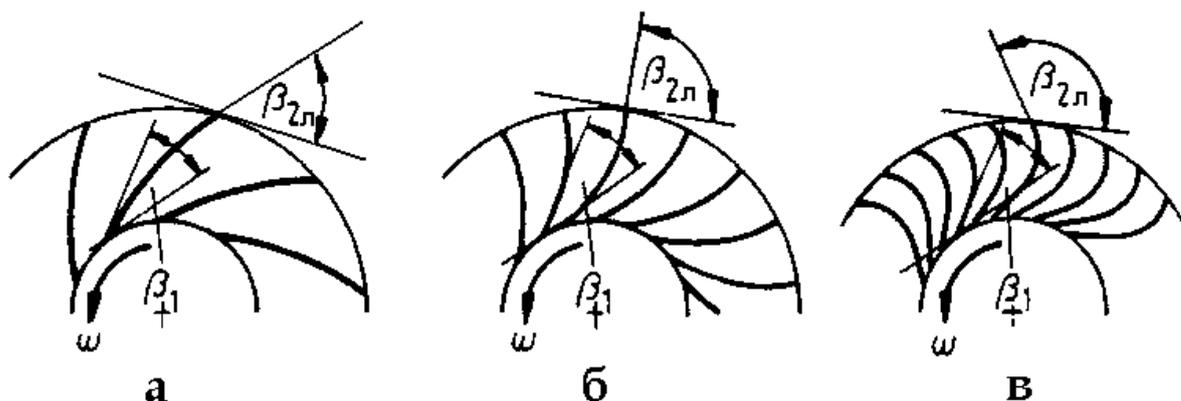


Рисунок 6 – Классификация рабочих колес ЦБК по величине выходного угла $\beta_{2л}$: а – РК с лопатками загнутыми против вращения; б – РК с радиальными лопатками; в – РК с лопатками загнутыми по вращению;

При движении частиц воздуха по криволинейной поверхности лопатки на них будут действовать кроме кориолисовых тоже инерционные силы. При этом если лопатки рабочего колеса загнуты по направлению вращения ($\beta_{л2} > 90^\circ$), то инерционные силы прижимают частицы воздуха к набегающей поверхности лопаток усиливая влияние сил Кориолиса. Если же лопатки компрессора загнуты против вращения ($\beta_{л2} < 90^\circ$), то инерционные силы будут отжимать частицы воздуха от набегающей стороны лопатки. Во втором случае (Рисунок 6, в) напор компрессора по сравнению с напором компрессора, имеющего радиальные лопатки ($\beta_{л2} = 90^\circ$) рабочего колеса (Рисунок 6, б), уменьшается, а

в первом случае (Рисунок 6, а) увеличивается (см. также раздел **Ошибка! Источник ссылки не найден.**).

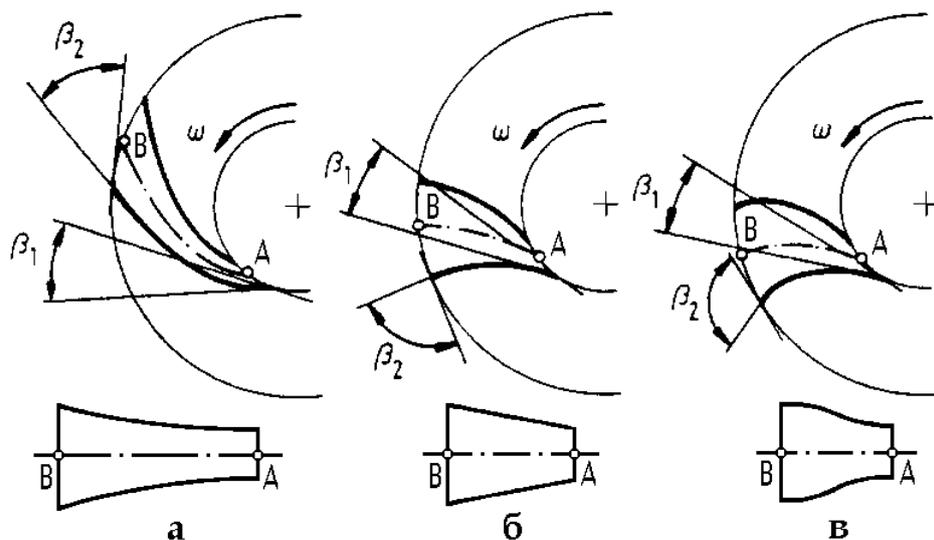


Рисунок 7 – Изменение проходного сечения и длины канала РК в зависимости от выходного угла $\beta_{2Л}$

Также надо показать, как качественно изменяется проходное сечение и длина канала разных рабочих колес (Рисунок 7).

В авиации долгое время, в основном из-за технологических соображений, использовались радиальные лопатки. Но примерно от 70-х годов в новых разработках авиационных ГТД встречаются только рабочие колеса, имеющие лопатки загнутые против направления вращения ($\beta_{Л2} < 90^\circ$), так как они имеют самое высокое КПД.

3.2.2.3 Выход из рабочего колеса при бесконечном числе лопаток

Рассмотрим треугольник скоростей (Рисунок 8) на выходе из рабочего колеса ЦБК в предположении, что число лопаток колеса $z_K = \infty$. Тогда линии тока и углы на выходе будут совпадать с контурами лопаток, то есть $\beta_2 = \beta_{Л2}$ – на движение воздуха не будут оказывать влияние его масса.

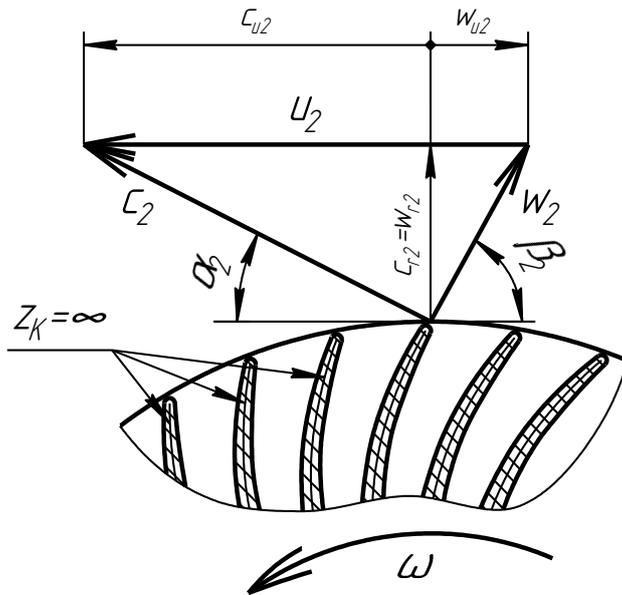


Рисунок 8 – Треугольник скоростей на выходе из РК (при $z_K = \infty$)

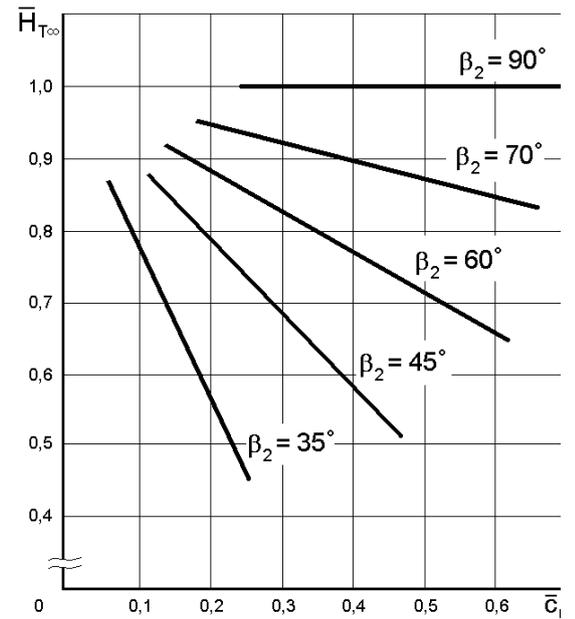


Рисунок 9 – Зависимость коэффициента напора (при $z_K = \infty$) от угла β_2 и относительной скорости \bar{c}_{r2}

Предположим также, что предварительной закрутки потока на входе нет, то есть $c_{u1} = 0$. Тогда согласно уравнению (3), теоретический напор компрессора:

$$H_{T\infty} = u_2 \cdot c_{u2\infty}, \quad (6)$$

где индекс ∞ означает, что рассматривается случай с бесконечно большим числом лопаток.

Коэффициент теоретического напора **Ошибка! Источник ссылки не найден.** принимает вид:

$$\bar{H}_{T\infty} = \frac{c_{u2\infty}}{u_2} \quad (7)$$

Из треугольника скоростей (Рисунок 6) имеем:

$$\tan \beta_2 = \frac{c_{r2}}{u_2 - c_{u2\infty}} = \frac{\frac{c_{r2}}{u_2}}{1 - \frac{c_{u2\infty}}{u_2}} = \frac{\bar{c}_{r2}}{1 - \bar{H}_{T\infty}} \quad (8)$$

На графике (Рисунок 9) приведена зависимость теоретического напора, который определяется по формуле:

$$\bar{H}_{T\infty} = 1 - \frac{\bar{c}_{r2}}{\tan \beta_2} \quad (9)$$

Очевидно, что при любом значении \bar{c}_{r2} , если угол $\beta_2 = 90^\circ$, то коэффициент теоретического напора $\bar{H}_{T\infty} = 1$. Если же $\beta_2 < 90^\circ$, то $\tan \beta_2 > 0$ и $\bar{H}_{T\infty} < 1$. При $\beta_2 > 90^\circ$ получим $\tan \beta_2 < 0$ и коэффициент теоретического напора $\bar{H}_{T\infty} > 1$.

3.7.7.5 Силовое воздействие на воздух в межлопаточном канале

Реальное течение воздуха происходит в рабочем колесе с конечным числом лопаток. Если течение воздуха на входе ЦБК соответствует процессу обтекания входных кромок осевых компрессорных решёток, то течение в межлопаточных каналах имеет более сложный характер. В рабочих колесах ЦБК при передаче энергии воздуху большую роль играют силы Кориолиса.

Из теоретической механики известно, что если материальная частица находится одновременно в поступательном (w) и вращательном (ω) движении, то на неё действует дополнительное ускорение Кориолиса, которое вызывается кориолисовой силой инерции. Кориолисово ускорение определяется формулой:

$$j_{кор} = 2 \cdot w \cdot \omega \quad (10)$$

Для оценки влияния кориолисова ускорения на характер течения воздуха в рабочем колесе, рассмотрим колесо с радиальными лопатками (Рисунок 10).

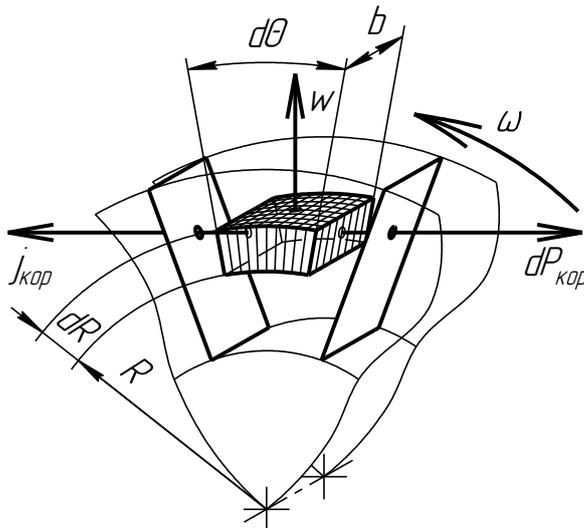


Рисунок 10 – Воздействие сил на частицу воздуха в РК

Выделим некоторый элементарный объём воздуха массой dm , который расположен на произвольном радиусе R и имеет радиальную протяжённость dR . Пусть протяжённость частицы вдоль оси вращения равна ширине колеса b , а центральный угол, равен $d\theta$.

Вектор кориолисова ускорения $\vec{j}_{кор}$ перпендикулярен оси вращения колеса и направлен под углом 90° к вектору \vec{w} в сторону вращения колеса.

Поскольку частица воздуха движется по радиусу от центра к периферии, вектор кориолисова ускорения совпадает по направле-

нию с окружной скоростью u . Кориолисова сила инерции $dP_{кор}$, действующая на частицу воздуха, направлена в сторону, противоположную вектору кориолисова ускорения $\vec{j}_{кор}$, и по величине равна:

$$dP_{кор} = -2 \cdot w \cdot \omega \cdot dm \quad (11)$$

Массу частицы выразим через её параметры:

$$dm = \rho \cdot b \cdot R \cdot d\Theta \cdot dR \quad (12)$$

Если учесть, что произведение $w \cdot \rho \cdot b \cdot R \cdot d\Theta$ есть секундный расход газа dm_C через поверхность частицы $b \cdot R \cdot d\Theta$, выражение (11) примет вид:

$$dP_{кор} = -2 \cdot \omega \cdot dm_C \cdot dR \quad (13)$$

Найдём удельную работу колеса, затрачиваемую на преодоление действия кориолисовых сил:

$$dH_{кор} = -\frac{dN_{кор}}{dm_C} = \frac{dP_{кор} \cdot R \cdot \omega}{dm_C} = 2 \cdot \omega^2 \cdot R \cdot dR \quad (14)$$

$$H_{кор} = \int_{R_1}^{R_2} 2 \cdot \omega^2 \cdot R \cdot dR \quad (15)$$

$$H_{кор} = u_2^2 - u_1^2 \quad (16)$$

Для чисто радиального направления относительной скорости на входе в колесо и на выходе из него, когда $u_2 = c_{u2}$ и $u_1 = c_{u1}$ в место уравнения **Ошибка! Источник ссылки не найден.** справедливо:

$$H_T = u_2^2 - u_1^2 \quad (17)$$

Таким образом, видно, что уравнение (16) является частным случаем уравнения **Ошибка! Источник ссылки не найден.** для теоретического напора. Следовательно, в этом случае H_T равна удельной работе, затрачиваемой колесом на преодоление кориолисовых сил $H_{кор}$, которые создают разность скоростей и давлений на обеих сторонах лопа-

ток.

Так как кориолисовы силы инерции направлены вдоль радиуса, то в лопаточном венце осевого компрессора они не влияют на распределение скоростей и давлений на лопатках, а величина H_T определяется только удельной работой по преодолению газодинамической (циркуляционной) силы P_u [Ошибка! Источник ссылки не найден.].

В тех случаях, когда $u_2 \neq c_{u2}$ и $u_1 \neq c_{u1}$, удельную теоретическую работу H_T можно определить выражением **Ошибка! Источник ссылки не найден.:**

$$H_T = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \quad \text{Ошибка! Источник ссылки не найден.}$$

При этом составляющая $\frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}$ представляет собой работу по преодолению газодинамических (циркуляционных) сил и составляющая $\frac{u_2^2 - u_1^2}{2}$ – работу по преодолению кориолисовых сил.

Можно сделать вывод о том, что вследствие влияния кориолисовых сил инерции на воздух в межлопаточном канале рабочего колеса ЦБК, возникает дополнительное циркуляционное течение (Рисунок 11), которое отгибает центробежное течение воздуха (в относительном движении) в сторону противоположную вращению рабочего колеса.

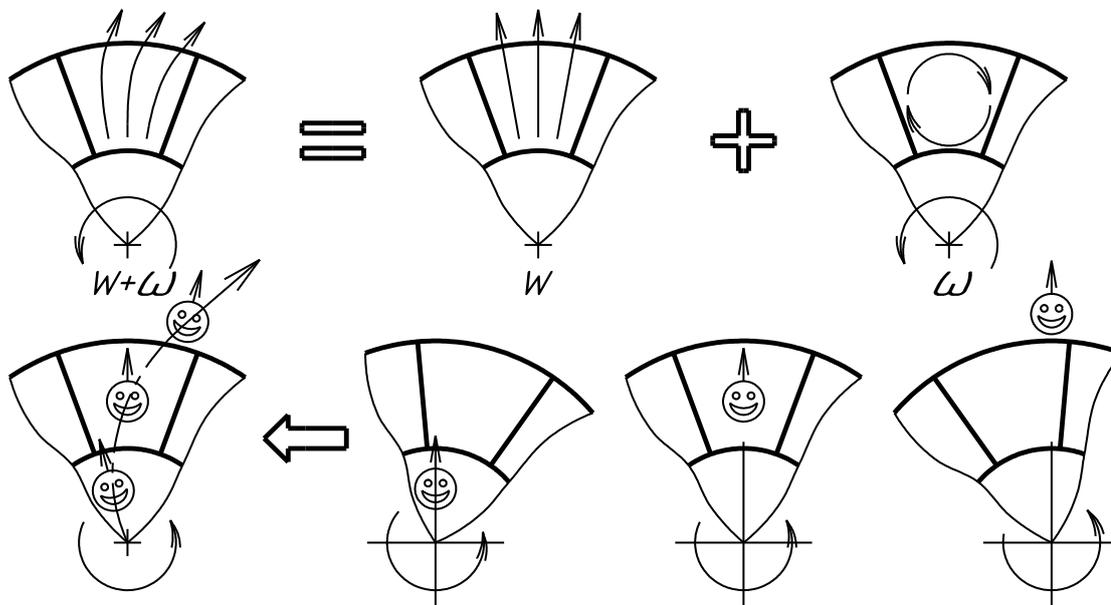


Рисунок 11 – Визуализация течения воздуха в межлопаточном канале РК

Далее, учитывая существенную разницу в окружных скоростях u_2 и u_1 , можно сделать вывод о том, что на величину H_T в рабочем колесе ЦБК превалирующее влияние

оказывают кориолисовы силы инерции и таким образом объяснить, того что $H_{T.ЦБК} > H_{T.ОК}$, а, следовательно, $\pi_{ст.ЦБК}^* > \pi_{ст.ОК}^*$.

3.7.7.6 Выход из рабочего колеса при конечном числе лопаток

Рассмотрим более подробно распределение давлений и скоростей в рабочем колесе с прямыми лопатками (Рисунок 12).

При бесконечно большом числе лопаток масса газа в межлопаточных каналах бесконечно мала, поэтому действие сил инерции, в том числе и кориолисовых, ничтожно, поток воздуха движется в относительном направлении по направлению лопаток. В случае прямых лопаток имеет чисто радиальное направление, а сама скорость равна некоторому значению $w_{r2} = w_2$, так как $\beta_{л2} = \beta_2 = 90^\circ$.

При конечном числе лопаток играет роль масса воздуха, что приводит к появлению кориолисовых сил инерции. В результате возникает циркуляционное течение в направлении, обратном вращению, как отмечалось в разделе 0 (Рисунок 11).

Как следствие, вдоль набегающей стороны а-а – скорость w_{r2} снижается на величину $w_{ц}$, а вдоль стороны б-б – увеличивается на величину $w_{ц}$. Как следствие этого [Ошибка! Источник ссылки не найден.], появляется в треугольнике скоростей дополнительная окружная составляющая скорости относительного движения w_s (Рисунок 13). Индекс «S» происходит от английского «slip» или немецкого «der Schlupf», что на русском означает «скользнуть».

Как видно на треугольнике скоростей (Рисунок 13), это «проскальзывание», которое выражено составляющей w_s , направленно против вращения, увеличивает угол α_2 и уменьшает угол β_2 , вследствие чего уменьшает закрутку потока на выходе c_{u2} :

$$c_{u2} = c_{u2\infty} - w_s, \quad (18)$$

что в свою очередь ведёт к уменьшению теоретического напора (3):

$$H_T = u_2 \cdot (c_{u2\infty} - w_s) - \psi \cdot u_1 \cdot c_{u1}. \quad (19)$$

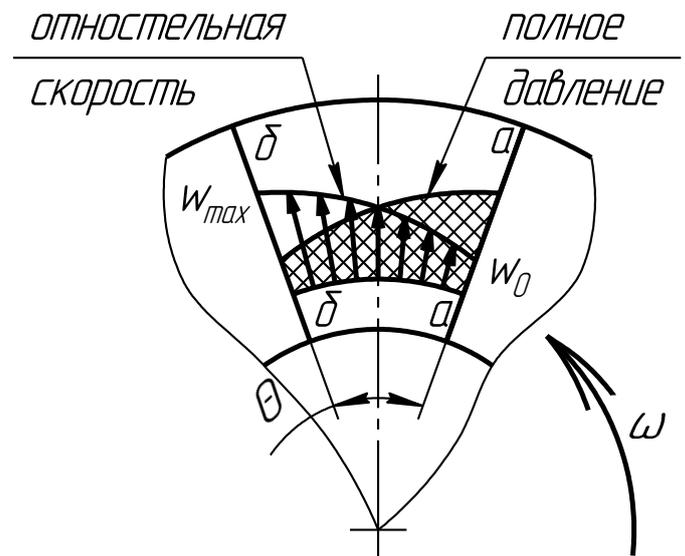


Рисунок 12 – Давления и скорости в межлопаточном канале РК

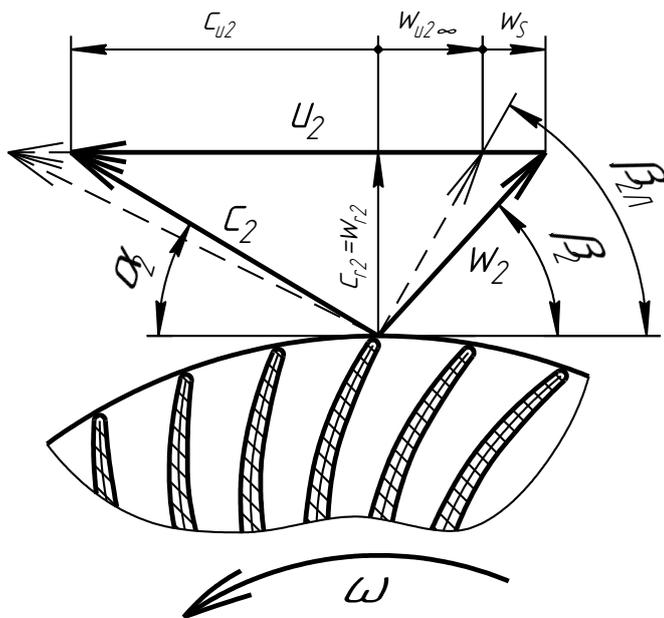


Рисунок 13 – Треугольник скоростей на выходе из РК

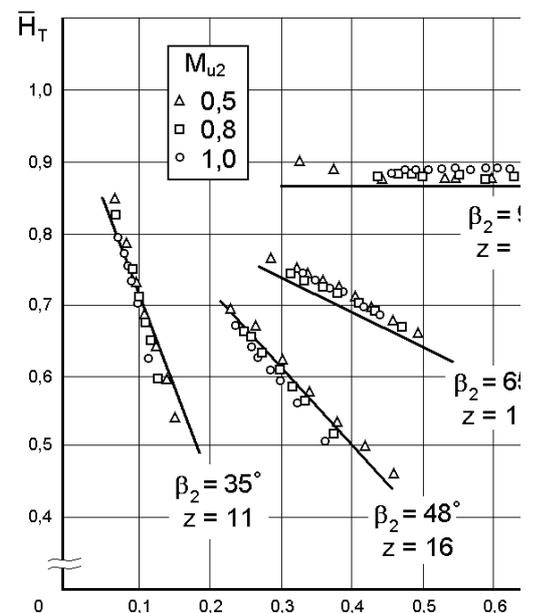


Рисунок 14 – Зависимость коэффициента напора от угла β_2 и относительной скорости $\bar{c}_{r,2}$ [Ошибка! Источник ссылки не найден.]

На графике (Рисунок 14) приведены эмпирические данные теоретического напора испытанных ЦБК. Видно, что теоретический напор ЦБК с конечным числом лопаток ниже чем теоретический напор ЦБК с бесконечным числом лопаток (Рисунок 9), но характер прямых одинаков (при $\bar{c}_{r,2} = 0$ проходит через $\bar{H}_T = 1$ для $z_K = \infty$; стремятся к $\bar{H}_T \approx 0,9$ для $z_K = N$).

Снижение фактического теоретического напора по сравнению с $H_{T\infty}$ (то есть при бесконечно большом числе лопаток) учитывается коэффициентом отставания потока, который иногда ещё называют коэффициентом циркуляции или коэффициентом передаваемой энергии (в английской литературе «slip factor»):

$$\mu = \frac{c_{u2}}{c_{u2\infty}}, \quad (20)$$

теоретическому и экспериментальному определению которого посвящено большое количество работ.

С помощью эмпирических формул для коэффициентом отставания потока μ , на основании кинематического угла β_2 и других, заранее определенных параметров, вычисляется лопаточный угол $\beta_{Л2}$. На графике (Рисунок 15) приведена зависимость лопаточного угла $\beta_{Л2}$ от числа лопаток рабочего колеса для пяти разных эмпирических формул коэффициента отставания потока.

Изменение лопаточного угла на выходе РК в зависимости от числа лопаток РК и коэффициента отставания потока

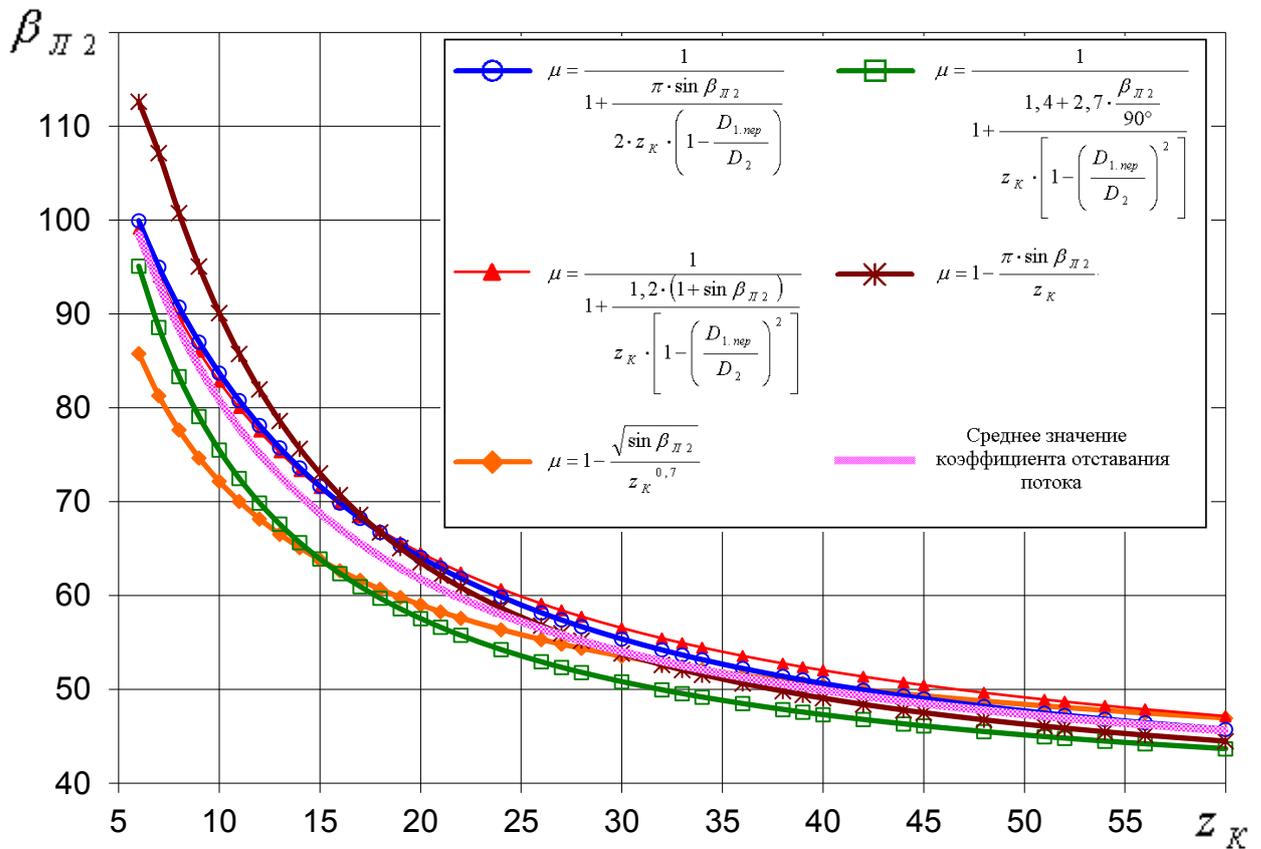


Рисунок 15 – Зависимость угла $\beta_{Л2}$ от числа лопаток и принятой формулы расчёта коэффициента отставания потока μ

(график построен для РК: $u_2 = 590 \text{ м/с}$; $\bar{D}_{1,неп} = 0,58$; $\frac{w_2}{w_{1,неп}} = 0,7$; $\beta_2 = 36^\circ$)

Самая простая эмпирическая формула для коэффициента отставания потока получена Виснером (Wiesner). Она основана на научных работах Стодолы (Stodola). Её предпочтительно рекомендуют применять при $\beta_2 < 30^\circ$ [Ошибка! Источник ссылки не найден.]:

$$\mu = 1 - \frac{\pi \cdot \sin \beta_{Л2}}{z_K} . \tag{21}$$

Следующая эмпирическая формула также получена Виснером на основании работ Стодолы, Бусаманна (Busemann) и Станице (Stanitz) [Ошибка! Источник ссылки не найден.]:

$$\mu = 1 - \frac{\sqrt{\sin \beta_{Л2}}}{z_K^{0,7}} \quad (22)$$

Учебник Ржавина ([**Ошибка! Источник ссылки не найден.**], стр.141) рекомендует следующую формулу:

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{1,2 \cdot (1 + \sin \beta_{Л2})}{z_K \cdot \left[1 - \left(\frac{D_{1.неп}}{D_2} \right)^2 \right]}} \quad (23)$$

Далее из литературы ([**Ошибка! Источник ссылки не найден.**], стр. 78) известны следующие две формулы:

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{1,4 + 2,7 \cdot \frac{\beta_{Л2}}{90^\circ}}{z_K \cdot \left[1 - \left(\frac{D_{1.неп}}{D_2} \right)^2 \right]}} \quad (24)$$

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{\pi \cdot \sin \beta_{Л2}}{2 \cdot z_K \cdot \left(1 - \frac{D_{1.неп}}{D_2} \right)}} \quad (25)$$

Какая из перечисленных формул более точно отражает истину, вопрос. Глядя на график (Рисунок 15) видно, что определение по разным формулам даёт отклонение для угла $\beta_{Л2}$ примерно $\pm(2\dots5)^\circ$, поэтому примерно с такой же погрешностью можно ожидать точность расчёта коэффициента отставания потока μ .

Проскальзывание w_s определяется методом последующих итераций по формуле:

$$w_s = c_{u2\infty} \cdot (1 - \mu) \quad (26)$$

Для первой итерации в коэффициент отставания потока $\mu^{(1)}$ вместо лопаточного угла $\beta_{Л2}$ подставляется заранее подсчитанный кинематический угол β_2 , вычисляется пер-

вое приближение проскальзывания $w_s^{(1)}$ и первое приближение лопаточного угла $\beta_{Л2}^{(1)}$, которое в свою очередь вставляется в коэффициент отставания потока второй итерации $\mu^{(2)}$. Для того, чтобы значение лопаточного угла $\beta_{Л2}$ сошлось до десятичных, требуется не более пяти итераций.

Теоретический напор (19) можно выразить и преобразовать. Получим связи относительных скоростей с коэффициентом теоретического напора:

$$H_T = \mu \cdot u_2 \cdot c_{u2\infty} - \psi \cdot u_1 \cdot c_{u1} \quad (27)$$

$$H_T = \frac{c_{u2}}{c_{u2\infty}} \cdot u_2 \cdot c_{u2\infty} - \psi \cdot u_1 \cdot c_{u1} \quad (28)$$

$$\bar{c}_{u2} = \bar{H}_T + \psi \cdot \bar{u}_1 \cdot \bar{c}_{u1} \quad (29)$$

3.2.5 Приблизительная оценка КПД ступени ЦБК

Для предварительной оценки КПД ступени ЦБК с лопатками различной формы можно воспользоваться графиком зависимости уровней КПД от угла β_2 и заданной степени повышения давления (Рисунок 16).

На графике представлены значения изоэнтропического КПД по полным параметрам. В результате дальнейших расчетов выбранное значение КПД уточняется. При малых значениях β_2 удаётся получить более высокий КПД, так как диффузорность межлопаточного канала рабочего колеса и скорость c_2 на входе в диффузор в этом случае понижены.

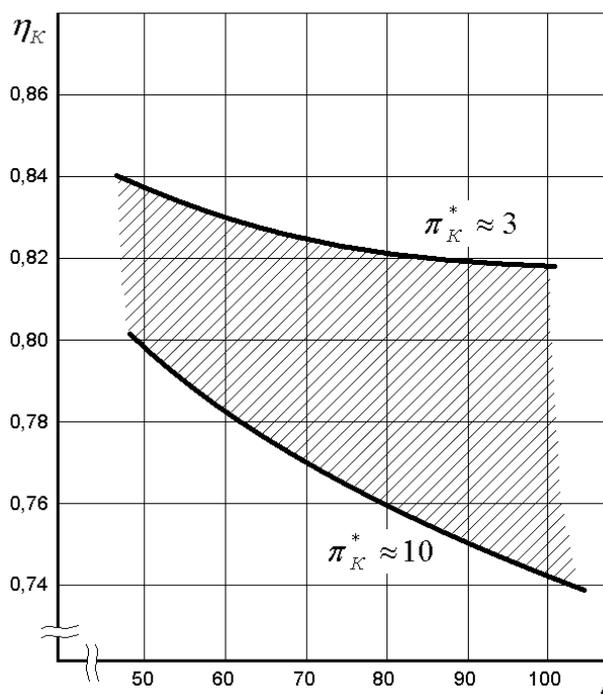


Рисунок 16 – Зависимость уровня КПД от угла β_2 и π_K^* [Ошибка! Источник ссылки не найден.]

Поэтому в настоящее время большинство ЦБК авиационных ГТД выполняются с колесами, лопатки которых загнуты против направления вращения (реактивные колеса – см. раздел **Ошибка! Источник ссылки не найден.**).

Повышенные значения КПД являются главным преимуществом этих колес по сравнению с более простыми в технологическом отношении колесами, имеющими радиальные лопатки и колесами, имеющими загнутые вперед по вращению лопатки (активными колесами). Лопаточный угол для современных ЦБК принимает значения $\beta_{Л2} = 50...75^\circ$.

Однако КПД компрессора не зависит только от угла β_2 на выходе. На КПД ступени ЦБК влияет большое число факторов, такие как профиль лопаток, зазоры между рабочим колесом и корпусом, скорость на входе в ступень, скорость на выходе из ступени, шероховатость лопаток, углы атаки на входе в рабочее колесо, на входе в диффузор, концевые потери, потери на трение воздуха о диск, и так далее. Поэтому графиком (Рисунок 16) можно пользоваться только в грубых приближениях.

3.2.6 Потери энергии в рабочем колесе

Потери энергии в колесе ЦБК разделяются на профильные, вторичные и концевые. Профильные и вторичные потери обычно рассматриваются совместно. К ним относятся:

1. потери во вращающемся направляющем аппарате, обусловленные трением, поворотом потока и местными скачками уплотнений при сверхзвуковом обтекании;
2. потери, связанные с поворотом потока из осевого направления в радиальное в межлопаточных каналах радиальной части колеса;
3. потери на трение в радиальной части колеса, а также потери от вихреобразования, обусловленного перетеканием воздуха через зазор между лопатками и покрывным диском.

Профильные и вторичные потери обычно оцениваются как доля от кинетической энергии воздуха. В частности, потери на входных кромках рабочего колеса подсчитыва-

ются как некоторая доля от кинетической энергии воздуха в относительном движении при входе в колесо:

$$L_R = \xi_1 \cdot \frac{w_1^2}{2}, \quad (30)$$

где при расчётном режиме $\xi_1 = 0,2...0,3$. В общем случае при расчетном режиме ξ_1 зависит от M_{w1} , угла атаки и угла поворота потока в канале рабочего колеса.

Потери, связанные с поворотом потока из осевого направления в радиальное, определяются по формуле:

$$L_{PK} = \xi_2 \cdot \frac{c_{a1} \cdot c_{r2}}{2}, \quad (31)$$

где $\xi_2 = 0,1...0,15$ в соответствии с опытными данными.

Потери на трение в радиальной части колеса и вихреобразование из-за перетекания воздуха в зазорах относительно малы, и их учитывают тем же коэффициентом ξ_2 .

Концевые потери в рабочем колесе ЦБК представляют собой сумму потерь, обусловленных перетеканием воздуха из диффузора через зазоры между колесом и корпусом, и потерь на трение диска о воздух.

Эти два явления имеют различную физическую природу, но связаны между собой. Поэтому в рабочих колесах ЦБК потери, вызванные перетеканием воздуха, условно включаются в работу трения диска L_f .

Работа трения вычисляется исходя из оценки мощности трения гладкого диска вращающегося в корпусе, и расхода воздуха через колесо и определяется по формуле:

$$L_f = \alpha \cdot u_2^2, \quad (32)$$

где

$$\alpha = \frac{\beta}{\frac{b_2}{D_2} \cdot \bar{c}_{1a}}, \quad (33)$$

здесь b_2 – ширина канала на выходе из рабочего колеса. Для современных ЦБК $b_2 / D_2 = 0,025...0,035$. Коэффициент β для закрытых колес рекомендуется брать в пределах $(0,3...0,5) \cdot 10^{-3}$, для полужакрытых $\beta = (0,7...1,0) \cdot 10^{-3}$. Для авиационных

ЦБК справедливо: $\alpha = 0,03...0,08$ [Ошибка! Источник ссылки не найден.].

Полная работа, затрачиваемая на вращение рабочего колеса, определяется как сумма теоретической работы и работы трения диска:

$$H_Z = H_T + L_R + L_{PK} + L_f \quad (34)$$

Учитывая формулы (29) и (32) можно записать:

$$H_Z = \mu \cdot u_2 \cdot c_{u2\infty} - \psi \cdot u_1 \cdot c_{u1} + \xi_1 \cdot \frac{w_1^2}{2} + \xi_2 \cdot \frac{c_{a1} \cdot c_{r2}}{2} + \alpha \cdot u_2^2 \quad (35)$$

Для рабочих колес с радиальными лопатками ($u_2 = c_{u2\infty}$) можно воспользоваться частной формулой формуле (35):

$$H_Z = u_2^2 \cdot (\mu + \alpha) - \psi \cdot u_1 \cdot c_{u1} + \xi_1 \cdot \frac{w_1^2}{2} + \xi_2 \cdot \frac{c_{a1} \cdot c_{r2}}{2} \quad (36)$$

При расчёте ЦБК пользуются также КПД рабочего колеса ЦБК η_{PK} . Им учитываются потери, возникнувшие непосредственно в рабочем колесе.

Адиабатический напор в колесе по статическим параметрам определяется по формуле:

$$H_{ад. PK} = C_p \cdot T_{1. cp} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_{1. cp}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \quad (37)$$

Адиабатический КПД рабочего колеса:

$$\eta_{PK} = \frac{H_{ад. PK} + \frac{c_2^2 - c_{1. cp}^2}{2}}{H_Z} \quad (38)$$

Для оценки КПД рабочего колеса ЦБК вводится понятие специфических оборотов:

$$N_s = 0,13498 \cdot \frac{N \cdot \sqrt{c_{a1} \cdot F_1}}{\left[C_p \cdot T_1 \cdot \left(\pi_{PK}^* \frac{\kappa-1}{\kappa} - 1 \right) \right]^{\frac{3}{4}}} \quad (39)$$

У эффективного рабочего колеса, специфические обороты N_s находится в окрестности 100 %.

3.2.7 Критерий «Де Халлера»

Критерий «Де Халлер» (De Haller) определяется как отношение скоростей в относительном движении:

$$K_{дх} = \frac{w_2}{w_{1.пер}} \quad (40)$$

Критерий «Де Халлер» представляет собой коэффициент торможения воздуха в относительном движении. По нему судят, является ли рабочее колесо эффективным. При значении $K_{дх} > 0,7$ должен отсутствовать отрыв потока в канале рабочего колеса (Рисунок 17).

Однако не всегда, получается, выйти на такие высокие значения, так как они приводит к уменьшению ширины лопаток на выходе b_2 , что в свою очередь приводит к трудностям в диффузоре. Критерий «Де Халлер» обычно находится в интервале 0,50...0,75.

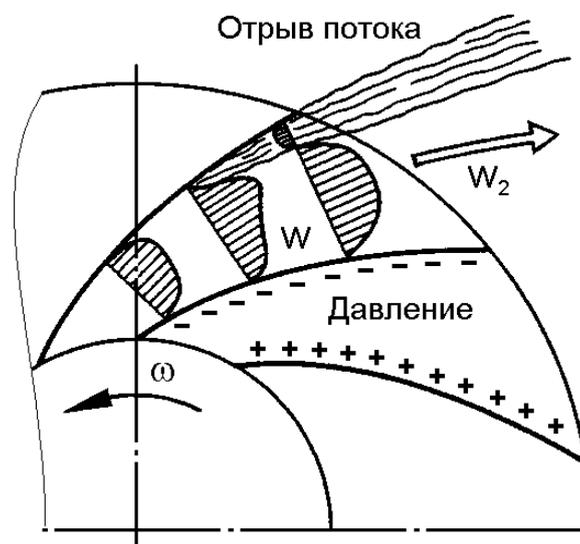


Рисунок 17 – Отрыв потока в РК [Ошибка! Источник ссылки не найден.]

3.2.8 Рабочий процесс в диффузоре ЦБК

На выходе из рабочего колеса ЦБК абсолютная скорость c_2 , являющаяся функцией окружной скорости u_2 , расхода воздуха, числа лопаток рабочего колеса и их формы, может достигать $500...600 \text{ м/с}$, а число Маха $M_{c_2} = 1,1...1,2$. Для преобразования кинетической энергии потока в потенциальную энергию давления применяют диффузоры. Сначала воздух после рабочего колеса поступает в безлопаточный диффузор, а затем в большинстве случаев в лопаточный диффузор (0).

3.2.9 Безлопаточный диффузор

Безлопаточный диффузор, иногда его называют щелевой диффузор, представляет собой кольцевую щель с параллельными или расходящимися в сторону больших диаметров стенками. Движение воздуха в диффузоре обладает всеми особенностями движения в расширяющемся канале, где кроме потерь на трение имеются ещё потери, вызванные наличием вихрей и срыва потока.

В безлопаточном диффузоре имеется только момент трения. Поэтому в случае осреднённого потока момент количества движения в окружном направлении можно записать в виде:

$$-M_f = (R_3 \cdot c_{u3} - R_2 \cdot c_{u2}) \cdot G_B \quad (41)$$

Если пренебречь трением, то в безлопаточном диффузоре поток подчиняется закону потенциального вихря:

$$R \cdot c_u = R_2 \cdot c_{u2} = R_3 \cdot c_{u3} = const \quad (42)$$

Из уравнения (42) вытекает формула для определения окружной составляющей абсолютной скорости на выходе:

$$c_{u3} = c_{u2} \cdot \frac{R_2}{R_3} \quad (43)$$

Согласно уравнению расхода в любом сечении безлопаточного диффузора справедливо:

$$G_B = F_i \cdot c_{r,i} \cdot \rho_i = const \quad (44)$$

$$c_{r,i} = \frac{G_B}{2 \cdot \pi \cdot R_i \cdot b_i \cdot \rho_i}, \quad (45)$$

из чего следует пропорциональность:

$$c_{r,i} \approx \frac{1}{R_i \cdot b_i \cdot \rho_i}, \quad (46)$$

и если считать $\rho_i = const$, то можно записать:

$$R_2 \cdot b_2 \cdot c_{r2} = R_3 \cdot b_3 \cdot c_{r3}. \quad (47)$$

Из уравнения (47) вытекает формула для определения радиальной составляющей абсолютной скорости на выходе:

$$c_{r3} = c_{r2} \cdot \frac{R_2 \cdot b_2}{R_3 \cdot b_3}. \quad (48)$$

Угол потока на выходе:

$$\alpha_3 = \arctan \frac{c_{r3}}{c_{u3}}. \quad (49)$$

Если стенки параллельны ($b_2 = b_3$), то $\alpha_2 = \alpha_3$, и частицы воздуха будут двигаться по траектории логарифмической спирали (Рисунок 18).

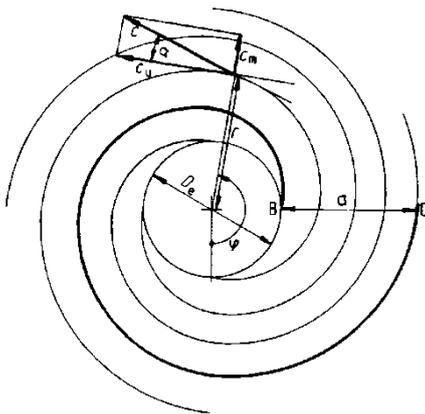


Рисунок 18 – Логарифмическая спираль

В действительности из-за наличия трения угол α не постоянен и траектория частиц воздуха немного отличается от логарифмической спирали, но в приближённом расчёте, для случая $b_2 = b_3$, считаем, что частица движется по этой траектории.

Угол выхода потока на выходе из диффузора α_3 обычно не велик и на расчётном режиме равен $14^\circ \dots 18^\circ$.

Так как потери в диффузоре сильно возрастают с увеличением длины траектории протекающего воздуха, возникает потребность оценить эту траекторию.

Длину траектории частицы воздуха, протекающей в безлопаточном диффузоре, можно приблизительно вычислить с помощью формул:

$$dl = \frac{dR}{\sin \alpha_2}, \quad (50)$$

$$l = \int_2^3 \frac{dR}{\sin \alpha_2} = \frac{R_3 - R_2}{\sin \alpha_2}. \quad (51)$$

Следовательно, длина траектории $|BC|$ приблизительно в четыре раза превышает радиальную протяжённость диффузора a (Рисунок 18). Это на много выше того, чего можно реализовать в лопаточном диффузоре.

Поэтому может возникнуть вопрос о целесообразности использования безлопаточного диффузора с точки зрения высокого КПД компрессора. Однако, безлопаточный диффузор обладает одним большим достоинством. В нём можно снизить сверхзвуковую скорость в дозвуковую скорость без скачков уплотнения. Поэтому безлопаточный диффузор применяют, когда число Маха абсолютной скорости на выходе из рабочего колеса $M_{c_2} > 1,0$ и скорость гасит обычно до $M_{c_3} = 0,95...0,98$ – числа Маха на выходе из безлопаточного диффузора.

В составе ЦБК безлопаточный диффузор также необходим для выравнивания потока воздуха перед лопаточным диффузором, даже когда $M_{c_2} < 1,0$. Для этого достаточно, если относительная радиальная протяжённость находится в пределе:

$$\frac{D_3}{D_2} = 1,05...1,15. \quad (52)$$

Проектирование проводится заданием значения M_{c_3} , с помощью соотношения (47) и газодинамического соотношения:

$$T^* = T \cdot \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} \cdot M^2 \right) \quad (53)$$

Расчёт с принятыми допущениями (отсутствие трения, $\rho_i = const$), даёт только приблизительное решение. Ошибка составляет примерно 5 % [**Ошибка! Источник ссылки не найден.**].

3.2.9 Лопаточный диффузор

Лопаточный диффузор представляет собой ряд лопаток, установленных равномерно по окружности в кольцевой щели (0). Существует несколько типов лопаточных диффузоров (Рисунок 19).

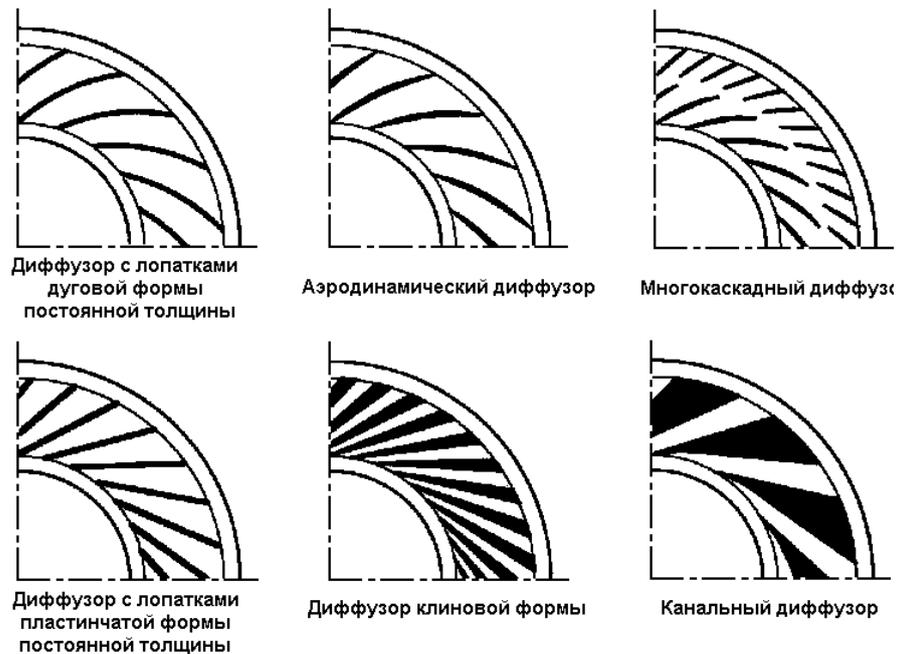


Рисунок 19 – Типы лопаточных диффузоров

В ГТД применяется чаще всего аэродинамический лопаточный диффузор или диффузор с лопатками дуговой формы постоянной толщины.

В лопаточном диффузоре из-за воздействия лопаток скорость воздуха снижется более интенсивно, чем в безлопаточном диффузоре. При этом на выходе из лопаточного диффузора угол $\alpha_4 = 25...30^\circ$, так как на входе в него $\alpha_3 = 14...18^\circ$. Если принять ширину диффузора постоянной ($b_i = const$), то отношение проходных сечений составит:

$$\frac{F_4}{F_3} = \frac{D_4}{D_3} \cdot \frac{\sin \alpha_4}{\sin \alpha_3}, \quad (54)$$

то есть в $\frac{\sin \alpha_4}{\sin \alpha_3}$ раз больше, чем в безлопаточном диффузоре той же радиальной протяжённости.

Поэтому в лопаточном диффузоре уменьшение скорости и повышение давления значительно больше, чем в безлопаточном.

Кроме увеличения степени уширения, постановка лопаток в кольцевой щели за безлопаточным диффузором сокращает длину траектории частиц воздуха при их движении по диффузору, а это ведёт к уменьшению потерь и соответственно увеличению КПД компрессора.

В авиационных ЦБК обычно число лопаток диффузора $z_d = 9...30$. Увеличение числа лопаток z_d уменьшает потери от отрыва потока, но при этом возрастают потери на трение. Во избежание пульсации число лопаток z_d не должно быть кратным числу лопаток

рабочего колеса.

Ширина диффузора b может быть постоянной или может увеличиваться в сторону увеличения диаметра, в таком случае конструкция позволяет несколько уменьшить диаметр D_4 , а тем самым и габариты всего компрессора. Но этот путь может привести к снижению КПД компрессора из-за увеличения диффузорности и появления срывных течений в нём.

Профилирование лопаток диффузора можно осуществить, решая обратную задачу при известном распределении скоростей в расширяющемся канале диффузора.