

Лекция 9

ОСНОВЫ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ЛОПАТОЧНЫХ МАШИН

Изменение параметров по радиусу турбомашины



Курс

ОСНОВЫ ЛОПАТОЧНЫХ МАШИН



САМАРСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
SAMARA UNIVERSITY

9.1 УРАВНЕНИЕ РАДИАЛЬНОГО РАВНОВЕСИЯ

Пусть частица рабочего тела движется через произвольную турбомашину по линии тока s' . При этом мгновенная скорость частицы определяется меридиональной составляющей скорости c_m и окружной составляющей c_u , а мгновенный радиус кривизны линии тока в меридиональной плоскости равен R_m .

Найдем условия, при котором рассматриваемая частица будет находиться в равновесии, и не будет перемещаться из слоя в слой. Такое течение по коаксиальным линиям тока выгодно с точки зрения достижения высокой эффективности турбомшины, поскольку переход из одного слоя в другой потребует дополнительных затрат энергии.

Для составления условия равновесия частицы на линии тока вводится система координат s и n . В ней s – касательная к линии тока, n – мгновенная нормаль к линии тока в месте нахождения частицы рабочего тела. Начало координат системы sn помещается в центр масс рассматриваемой частицы. При этом угол между нормалью n и радиусом r обозначим через ψ (рисунок 9.1).

Высота частицы рабочего тела вдоль нормали n равна Δn , а площадь её верхнего и нижнего оснований одинакова и равна Δf . Пусть масса частицы равна Δm . От оси турбомшины рассматриваемая частица отстоит на величину r (рисунок 2.10.1), а окружная составляющая её скорости на этом радиусе равна c_u . На нижнее основание частицы действует гидродинамическое давление p , а на верхнее – $p + \Delta p$. Кроме того, со стороны лопатки на частицу действует сила $\bar{R}$.



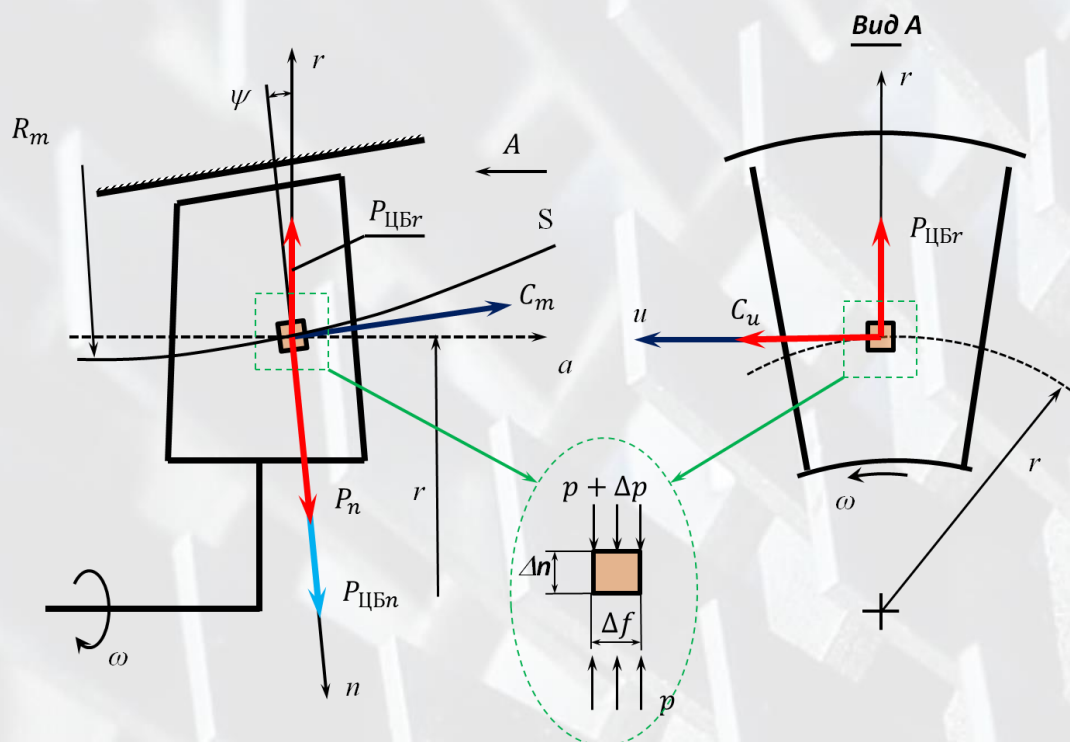


Рисунок 9.1 – Схема течения частицы рабочего тела [1]

Поскольку частица движется по пространственной “винтовой линии”, вдоль нормали n действует центробежная сила $\Delta m \cdot \frac{c_m^2}{R_m}$, а вдоль радиуса r – $\Delta m \cdot \frac{c_u^2}{r}$.

Условие равновесия частицы, находящейся на радиусе r в проекции на ось n имеет вид:

$$\Delta m \cdot \frac{c_m^2}{R_m} - \Delta m \cdot \frac{c_u^2}{r} \cdot \cos \psi + \Delta p \cdot \Delta f + R_n = 0 \quad (9.1)$$

Учитывая, что $\Delta m = \rho \cdot \Delta n \cdot \Delta f$ получаем:

$$\frac{c_m^2}{R_m} - \frac{c_u^2}{r} \cdot \cos \psi + \frac{\Delta p}{\rho \cdot \Delta n} + \frac{R_n}{\Delta m} = 0 \quad (9.2)$$

Уравнение 9.2 является уравнением движения рабочего тела в трёхмерной модели ЛМ.

Для случая течения рабочего тела в осевом зазоре, где на поток не действуют силы со стороны лопатки ($R_n/\Delta m = 0$), уравнение 9.3 будет иметь вид:

$$\frac{c_m^2}{R_m} - \frac{c_u^2}{r} \cdot \cos\psi + \frac{\Delta p}{\rho \cdot \Delta n} = 0 \quad (9.3)$$

Запишем данное уравнение для случая, когда линии тока в меридиональной плоскости параллельны оси вращения:

$$\begin{aligned} \frac{c_m^2}{R_m} = 0, \text{ т.к. } R_m \rightarrow \infty \quad \cos\psi \rightarrow 1 \quad \Delta n = \Delta r \\ \frac{\Delta p}{\rho \cdot \Delta r} = \frac{c_u^2}{r} \end{aligned} \quad (9.4)$$

или в дифференциальной форме:

$$\frac{\partial p}{\partial r} = \rho \frac{c_u^2}{r} \quad (9.5)$$

Полученное уравнение называют *уравнением радиального равновесия*. Оно показывает изменение p вдоль радиуса r (следовательно, и других параметров) при условии слоистого течения и наличия закрутки c_u в турбомашине. Из него следует, что градиент давления по радиусу положителен, поскольку правая часть урав-



нения положительна. Следовательно, с увеличением радиуса давление растет тем быстрее, чем больше плотность ρ и центробежное ускорение $\frac{c_u^2}{r}$ [1, 36].

9.2 РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ПО ВЫСОТЕ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ КОМПРЕССОРА

Все прежние рассуждения о рабочем процессе ступени компрессора касались в основном двухмерной модели течения, в котором параметры потока изменялись только вдоль оси вращения и линии тока. Однако действительная ступень представляет собой совокупность бесконечно большого числа таких двухмерных моделей (элементарных ступеней) бесконечно малой толщины. Рассмотрим принципиальные отличия в их рабочем процессе на различных радиусах.

Для этого в ступени осевого компрессора (рисунок 9.2) выделим три характерных радиуса (втулочный $r_{вт}$, средний $r_{ср}$ и периферийный r_k) и построим для них треугольники скоростей на входе в РК в предположении, что скорость потока на входе в РК не изменяется $c_1 = f(r) = const$.

С увеличением радиуса r_i , на котором расположена элементарная ступень, возрастает окружная скорость $u_i = r_i \cdot \omega$. Если предположить в первом приближении, что скорость c_1 на входе в РК не изменяется вдоль радиуса, то увеличение u_i вызывает уменьшение угла β_{1i} в относительном движении (рисунок 9.2). Следовательно, для предотвращения появления потерь, связанных с отрывом потока у входной кромки, входной конструктивный угол РК $\beta_{1л}$

также должен уменьшаться. По этой причине лопатки компрессора получают закрученными по высоте (рисунок 9.3).

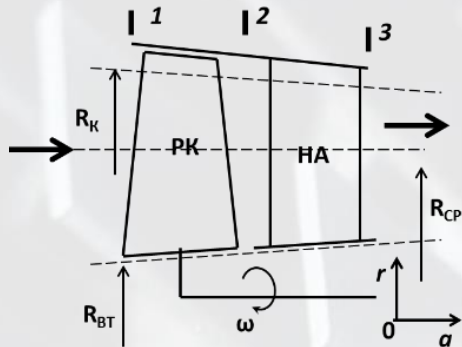
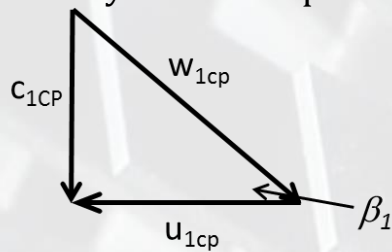
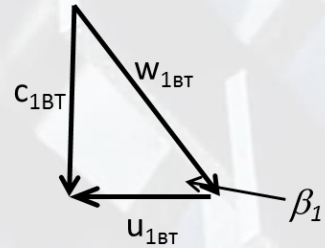


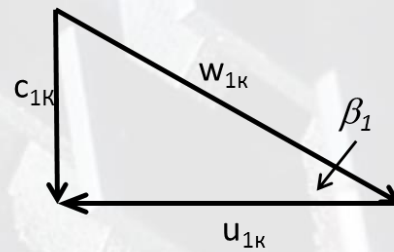
Схема ступени компрессора



План скоростей в среднем сечении



План скоростей во втулочном сечении



План скоростей в периферийном сечении

Рисунок 9.2 – Изменение треугольников скоростей на входе в РК на различных радиусах при $c_1 = f(r) = const$



Рисунок 9.3 – Лопатки компрессора

В действительности скорость c_1 не может оставаться постоянной по радиусу если имеется закрутка потока c_{1u} . Вследствие действия центробежных сил давление вдоль радиуса возрастает от втулки к периферии, а скорость c_1 уменьшится (см. раздел 9.1). Это обстоятельство, как видно из рисунка 9.4, делает лопатки еще более закрученными по высоте канала.

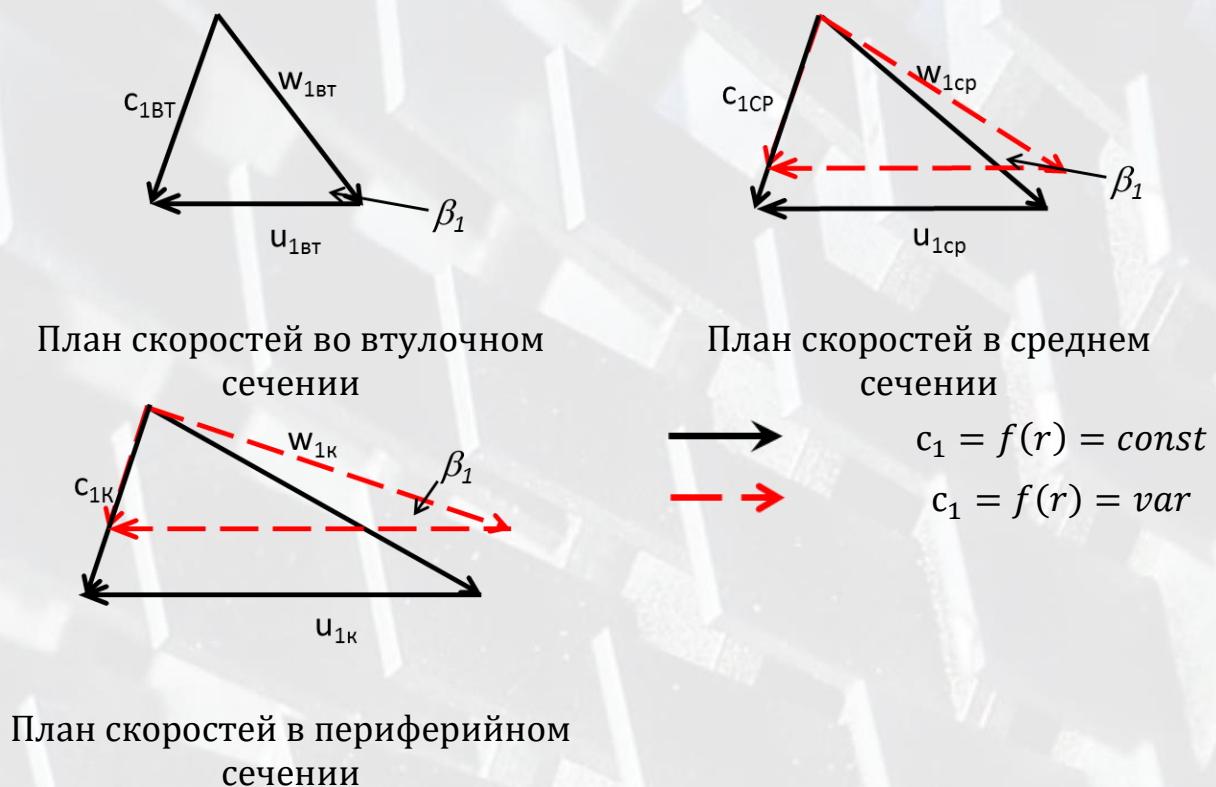


Рисунок 9.4 – Изменение треугольников скоростей на входе в РК на различных радиусах при $c_1 = f(r) = \text{var}$

Как видно из рисунка 9.4, скорости w_1 меняются интенсивнее по сравнению с тем случаем, когда учитывалось влияние только u_i . Таким образом, для проектирования безударного обтекания входных кромок РК ступени в целом необходимо учитывать, что элементарные ступени работают в условиях трехмерного потока.

В периферийном сечении вектор относительной скорости w обычно поворачивается в РК на небольшой угол $\Delta\beta$. Поэтому профиль периферийного сечения мало изогнут и делается сравнительно тонким для снижения массы этой части лопаток и центробежной нагрузки на ее корень и для снижения гидравлических потерь. В корневом сечении угол поворота потока в колеса значительно больше. Поэтому здесь профиль сечения лопатки сильно искривлен и, кроме того, развернут по отношению к корневому сечению, т. к. угол β_1 значительно больше, чем на периферии [73].

Естественно, что при проектировании ступеней ОК стремятся свести к минимуму отрицательные моменты, связанные с трёхмерностью потока, в частности так спроектировать ступень ОК, чтобы течение в ней происходило по цилиндрическим коаксиальным поверхностям (в этом случае $c_r = 0$).

В условиях трёхмерного потока (трёхмерной модели) такое течение может быть реализовано при условии (см. разд. 9.1):

$$\frac{\partial p}{\partial r} = \rho \frac{c_u^2}{r} \quad (9.6)$$

Из этой формулы следует, что слоистое течение существует при наличии радиального градиента давления p , который прямо пропорционален произведению плотности на квадрат закрутки потока и обратно пропорционально радиусу, на котором расположена элементарная ступень.

Однако из одного уравнения, в котором фигурирует даже и не сама скорость c , а лишь её составляющая c_u , нельзя получить закон совместной работы элементарных ступеней, расположенных на



разных радиусах. Для установления этой связи воспользуемся уравнением энергии:

$$L_{\text{TK}} = \int_1^2 \frac{dp}{\rho} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + L_r$$

где сечение i соответствует сечению в зазоре между РК и НА.

Если предположить, что величины L_{TK} и L_r не меняются вдоль радиуса, то, дифференцируя уравнение энергии по радиусу, получим:

$$\frac{dL_{\text{TK}}}{dr} = \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} + \frac{dc^2}{2dr} + \frac{dL_r}{dr} \quad (9.7)$$

Или, с учётом принятых допущений:

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} + \frac{1}{2} \left(\frac{dc_a^2}{dr} + \frac{dc_u^2}{dr} \right) = 0 \quad (9.8)$$

Подставляя из выражения 9.6 вместо величины $\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr}$ её значение $\frac{c_u^2}{r}$, получим

$$\frac{1}{2} \frac{dc_a^2}{dr} + \frac{1}{2} \frac{dc_u^2}{dr} + \frac{c_u^2}{r} = 0 \quad (9.9)$$

Так как последние два члена выражения 9.9 представляют собой $\frac{1}{2r^2} \frac{d(c_u r)^2}{dr}$, получим:



$$\frac{dc_a^2}{dr} + \frac{1}{r^2} \frac{d(c_u r)^2}{dr} = 0 \quad (9.10)$$

Выражение 9.10 устанавливает связь между изменением проекциями скорости потока в элементарной ступени и радиусом, на котором она расположена. Но в уравнении 9.10 два неизвестных: составляющие c_u и c_a . Естественнo, что для решения уравнения (9.10) одним из неизвестных следует задаваться.

В турбомашинах обычно задаются изменением c_u вдоль радиуса, т.е. зависимостью $c_u = f(r)$. Такие зависимости называют *законами закрутки*. В зависимости от принятого закона $c_u = f(r)$ получается то или иное распределение параметров вдоль радиуса лопатки.

Обычно в качестве закона закрутки применяется зависимость вида $c_u r^m = \text{const}$, где m – показатель степени закона закрутки. Варьируя величиной m можно получить закон закрутки, отвечающий требованиям, которые проектировщик предъявляет к ступени. Обычно он старается обеспечить достижение высокого КПД при сохранении приемлемой технологичности лопаток (другими словами, перо лопатки не должно иметь очень сложную форму).

В настоящее время наиболее употребительными являются:

- закон постоянной циркуляции - $c_{ur} = \text{const}$;
- закон постоянной реактивности - $\rho = \text{const}$;
- закон твердого тела - $c_u/r = \text{const}$.

Рассмотрим некоторые из них.

Рассмотрим условие безвихревого обтекания элементарных ступеней, расположенных на различных радиусах (у таких течений



осивает градиент скорости между элементарными струйками воздуха). Как известно из теоретической гидромеханики, условие безвихревого течения вдоль оси “ a ” на различных радиусах r_i записывается в виде:

$$\frac{dc_u}{dr} + \frac{c_u}{r} - \frac{1}{r} \frac{dc_u}{d\theta} = 0 \quad (9.11)$$

Поскольку рассматривается слоистое течение, то $c_r = 0$, и тогда

$$\frac{dc_u}{dr} + \frac{c_u}{r} = 0 \quad (9.12)$$

Интегрируя 9.12, получим:

$$\ln c_u + \ln r = \text{const} \quad (9.13)$$

И, наконец, из 9.13:

$$c_u r = \text{const} \quad (9.14)$$

Легко показать, что при условии 9.14 и другие компоненты вихревого движения ω_r и ω_θ обращаются в нуль. При этом внутреннее трение $d\tau_i$ между отдельными слоями газа отсутствует [1]. Поэтому, выдерживая условия $c_{1u} r = \text{const}$ и $c_{2u} r = \text{const}$, можно спроектировать ступень с более высоким КПД, чем ступени, в которых c_u изменяется по радиусу по другому закону.



Рассмотрим теперь, как изменяются основные параметры потока и его кинематика вдоль радиуса лопатки при законе закрутки с постоянной циркуляцией $c_u r = const$.

Оценим изменение удельной работы по радиусу, учитывая, что

$$L_T = u \cdot c_{2u} - u \cdot c_{1u} = \omega \cdot (r \cdot c_{2u} - r \cdot c_{1u}) \quad (9.15)$$

Из выражения (9.15) $L_T = u \cdot \Delta c_u$ видно, что теоретическая удельная работа L_T по радиусу не меняется. При $L_T = const$ с увеличением радиуса r , возрастает окружная скорость u и, следовательно, уменьшается закрутка Δc_u .

Из выражения 9.15 однозначно вытекает условие $c_a = const$, если $c_u r = const$ (рисунок 9.5).

Рассмотрим изменение основных кинематических и других параметров потока по радиусу ступени с постоянной циркуляцией.

Относительная скорость на входе в РК определяется выражением:

$$w_{1i} = \sqrt{c_{1a}^2 + (u_{1i} - c_{1ui})^2} \quad (9.16)$$

откуда следует, что с увеличением r скорость w_{1i} увеличивается.

Угол потока в относительном движении на входе в РК:

$$\beta_{1i} = \arctg \frac{c_a}{u_{1i} - c_{1ui}} \quad (9.17)$$



откуда следует, что с ростом r величина угла β_1 уменьшается, так как u увеличивается, а c_{1u} - уменьшается.

Изменение температуры торможения вдоль радиуса можно определить из уравнения сохранения энергии в тепловой форме в абсолютном давлении:

$$\frac{dL_T}{dr} = \frac{di^*}{dr} = \frac{d(c_p T^*)}{dr} = 0 \quad (9.18)$$

Из 9.18 следует, что $T^* = const$ и вдоль радиуса не изменяется. Статическая температура может быть найдена из выражения:

$$\frac{p_{1K}}{p_{1BT}} = \left(\frac{T_{1K}}{T_{1BT}} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (9.19)$$

Учитывая, что в случае закрутки потока на входе в РК $p_{1K} > p_{1BT}$, из 9.19 получаем $T_{1K} \gg T_{1BT}$, т.е. статическая температура по радиусу возрастает.

Оценим изменение приведенной скорости λ_{w1} по радиусу ступени:

$$\lambda_{w1i} = \frac{w_{1i}}{\sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_{w1i}^*}} \quad (9.20)$$

Из 9.20 следует, что λ_{w1} увеличивается вдоль радиуса.

Наконец, проанализируем изменение ρ_{cti} при законе закрутки $c_u r = const$:



$$\rho_{cti} = 1 - \frac{c_{1u}}{u} - \frac{1}{2} \frac{L}{u^2} \quad (9.21)$$

Из соотношения 9.21 видно, что с увеличением радиуса r степень реактивности возрастает, так как с ростом r увеличивается u , а c_{1u} уменьшается. Приведенные соотношения 9.15...9.21 позволяют оценить изменение параметров потока как на входе в РК, так и на выходе из него на различных радиусах. На рисунке 6.4.4 приведены планы скоростей ступени ко на различных радиусах при законе закрутки $c_u r = const$.

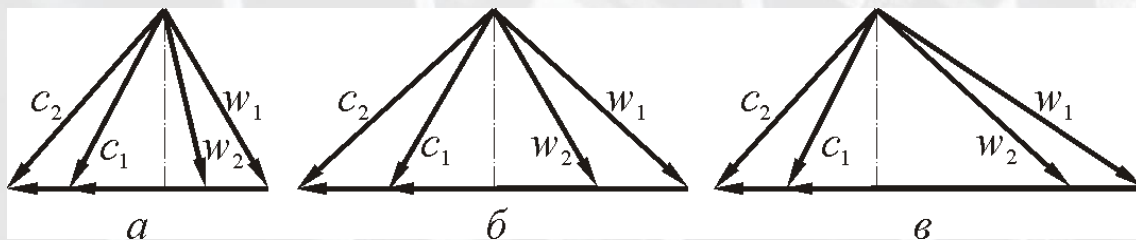


Рисунок 9.5 - Планы скоростей ступени осевого компрессора при законе закрутки $c_u r = const$ [1]

Несмотря на очевидные преимущества (высокий КПД, постоянство удельной работы и осевой составляющей c_a по радиусу), в ступенях компрессора с постоянной циркуляцией имеется и ряд недостатков. К их числу, в первую очередь, следует отнести трудности технологического порядка - перо лопатки получается сильно закрученным.

На рисунке 9.6 приведена схема изменения основных параметров потока по радиусу при $c_u r = const$.

Как следует из рисунка 9.6, при законе закрутки $c_u r = const$ имеют место резкое возрастание λ_{w1} и ρ_{ct} . При этом максимальные

их значения наблюдаются в области периферии лопаток, что приводит к повышенным утечкам в радиальном зазоре и сверхзвуковым скоростям на входе в РК, так как окружная скорость на периферии максимальна. Особенно резко эти эффекты проявляются на относительно длинных лопатках ($\bar{d} < 0,5$), поэтому, например, для лопаток первых ступеней компрессора целесообразно применять другие законы закрутки.

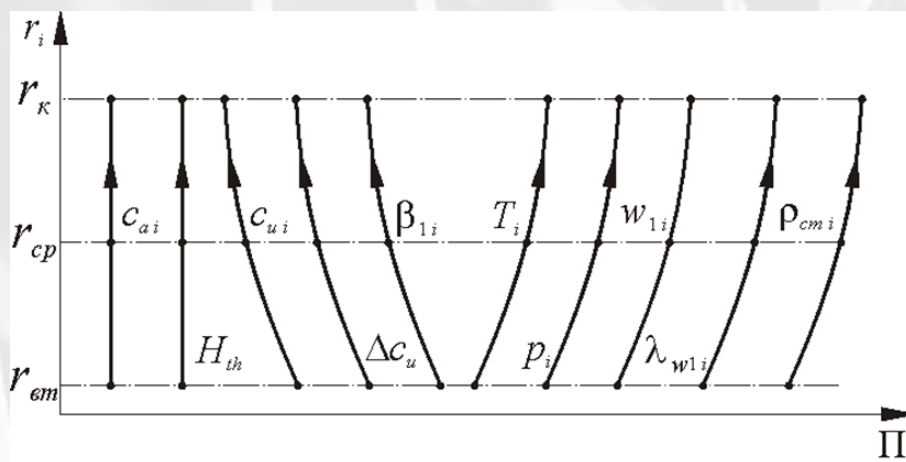


Рисунок 9.6 - Схема изменения основных параметров потока по радиусу при $c_u r = \text{const}$ [1]

Главным недостатком закона закрутки $c_u r = \text{const}$ является протекание степени реактивности по высоте канала. Большая реактивность является причиной больших скоростей на периферии и повышенных утечек в радиальном зазоре. Снижение реактивности вблизи втулки может привести к тому, что она станет отрицательной.

Значительное изменение степени реактивности по высоте лопатки, выполненной по закону постоянства циркуляции, ограничивает область применения этого закона. Он, как правило, используется только для проектирования средних и последних ступеней

компрессора, которые имеют относительно невысокие лопатки [73].

По этой причине выглядит логичным улучшить распределение параметров вдоль высоты лопатки за счет сохранения степени реактивности постоянным по высоте $\rho_{ct} = const$. Изменение параметров потока вдоль высоты лопатки при использовании этого закона приведено на рисунке 9.7 [1]. Там же для сравнения приведены изменения параметров при использовании закона $c_u r = const$.

Из приведённой схемы видно, что при $\rho_{ct} = const$ наблюдается более благоприятное протекание величины λ_{w1i} вдоль радиуса, а также менее интенсивное изменение угла β_{1i} от втулки к периферии. В результате изменение формы пера лопатки РК ступени ОК, выполненной по закону $\rho_{ct} = const$, примерно такое же, как и для ступени $c_u r = const$, однако само перо лопатки менее закручено, а, следовательно, и более технологично.

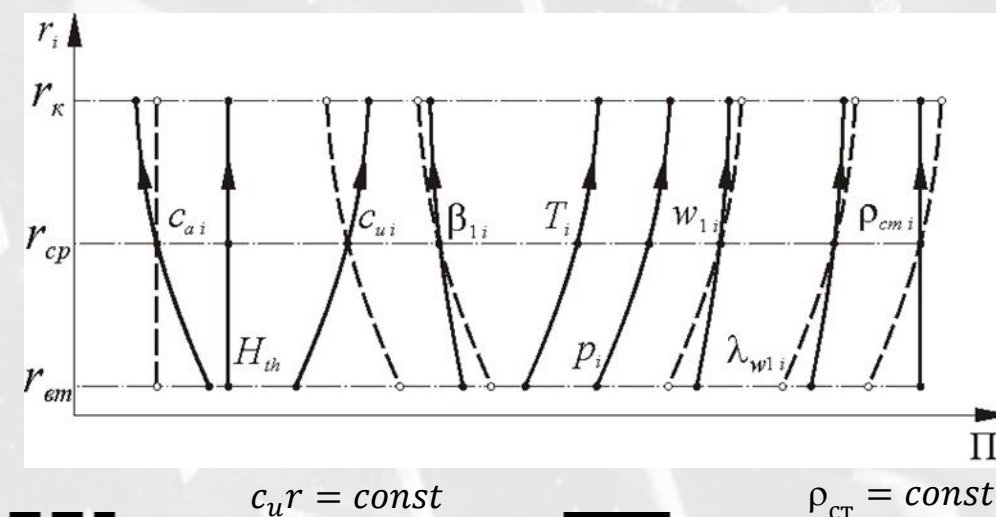


Рисунок 9.7 - Схема изменения основных параметров потока по радиусу при $\rho_{ct} = const$ [1]

Главным же недостатком ступени компрессора с $\rho_{\text{ст}} = \text{const}$ является то обстоятельство, что на входе в РК в обязательном порядке следует размещать входной НА (ВНА), который обеспечивает заданное изменение предварительной закрутки c_{1u} . При законе закрутки $c_u r = \text{const}$ ВНА как элемент конструкции ступени ОК совсем не обязателен.

Ступени с постоянной реактивностью и близкие к ним по характеру изменения c_{1u} по радиусу ступени, выполненные по закону закрутки твердого тела ($c_u/r = \text{const}$), находят широкое применение в качестве первых ступеней дозвуковых осевых многоступенчатых компрессоров авиационных ГТД.

9.3 РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ПО ВЫСОТЕ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ТУРБИНЫ

Все прежние рассуждения о рабочем процессе ступени турбины касались в основном двухмерной модели течения, в котором параметры потока изменялись только вдоль оси вращения и линии тока. Однако действительная ступень представляет собой совокупность бесконечно большого числа таких двухмерных моделей бесконечно малой толщины. Рассмотрим принципиальные отличия в их рабочем процессе на различных радиусах.

Для этого в ступени осевой турбины (рисунок 9.8) выделим три характерных радиуса (втулочный $r_{\text{вт}}$, средний $r_{\text{ср}}$ и втулочный $r_{\text{пер}}$) и построим для них треугольники скоростей на входе в РК, предположив, что величина абсолютной скорости на выходе СА c_1 одинакова по направлению и величине во всех сечениях.



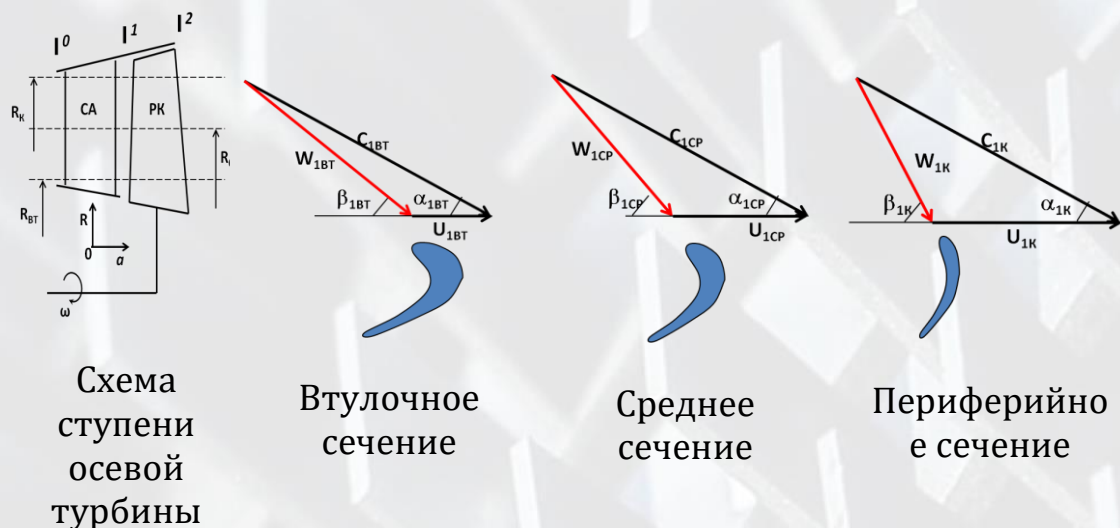


Рисунок 9.8 – Изменение входного треугольника скоростей на входе в РК турбины

Как видно из рисунка 9.8 с увеличением радиуса, на котором рассматривается течение газа, возрастает окружная скорость РК $u_i = r_i \cdot \omega$. Рост окружной скорости u вызовет увеличение угла входа потока в РК в относительном движении β_1 . Следовательно, для недопущения появления потерь, связанных с отрывом потока у входной кромки, входной конструктивный угол РК $\beta_{1л}$ также должен увеличиваться. По этой причине лопатки турбины получают закрученными по высоте (рисунок 9.9).



Рисунок 9.9 – Форма рабочих лопаток осевой турбины

Для определения параметров по высоте лопатки производится расчет радиального распределения параметров потока на основе уравнений трехмерной модели. При этом течение рассматривается только в зазоре между лопатками СА и РК. Предполагается, что оно осесимметрично и стационарно. Принимается также, что линии тока прямолинейны и их энергия (полная энтальпия i^*) постоянная.

В этом случае уравнение, связывающее окружную c_u и осевую c_a составляющие скорости, получается за счет совместного решения уравнений радиального равновесия и Бернулли:

$$\frac{dc_a^2}{dr} + \frac{1}{r^2} \frac{d(c_u r)^2}{dr} = 0 \quad (9.22)$$

Поскольку данное уравнение не может определить законы изменения двух входящих в него c_u и c_a , составляющие скорости, закон изменения по радиусу одной из них (закон закрутки) выбирается произвольно. В качестве закона закрутки обычно принимают зависимость $c_u = f(r)$. В практике проектирования наиболее часто применяются законы вида: $c_u r^m = const$, где $c_u = (c_{1u} - c_{2u})/2$ [1].

Большинство известных законов закрутки описывается этим соотношением. Действительно при $m = 1$ получаем $c_u r = const$ - закон постоянства циркуляции; при $m = \cos^2 \alpha_1$ получаем $\alpha_1 = const$ - закон постоянства угла выхода из СА; при $m = -1$ получаем $c_u/r = const$ - закон закрутки твердого тела [1].

Выбор закона закрутки основывается на различных критериях, к которым относятся: характер изменения параметров по



высоте лопатки в соответствии с конструктивными требованиями, обеспечение пропускной способности ступени, КПД ступени, технологические качества лопаток и т.д. Для турбин современных ГТД определяющими критериями являются η_t^* и технологические качества лопаток.

На рисунке 9.10 показано сечение пера охлаждаемой лопатки турбины. Как видно охлаждаемые лопатки имеют развитые внутренние полости, включающие в себя большое число поворотов и интенсификаторов охлаждения. Сложная форма пера затрудняет размещение всех необходимых элементов системы охлаждения внутри полостей и приводит к технологическим сложностям при отливке лопаток.

С этой точки зрения наиболее целесообразен закон закрутки $d\alpha/dr = 0$, т.е. $\alpha_1 = const$ и $\alpha_2 = const$. Действительно, применение этого закона позволяет выполнить сопловые венцы с $\alpha_{1л} = const$, делая их мало закрученными. Закон $\alpha_2 = const$ позволяет улучшить технологичность лопаток соплового венца последующей ступени.



Рисунок 9.10 – Охлаждаемые лопатки турбины

Рассмотрим изменение других параметров потока по высоте лопатки при законе закрутки $\alpha = const$ с учетом того, что $c_{1u} = c_1 \cos \alpha_1$, $c_{1a} = c_1 \sin \alpha_1$ и $c_1 = \sqrt{c_{1a}^2 + c_{1u}^2}$. Выражение, связывающее окружную и осевую составляющие скорости, примет вид:

$$\frac{dc_a^2}{dr} + \frac{1}{r^2} \frac{d(c_1 r \cdot \cos \alpha_1)^2}{dr} = 0 \quad (9.23)$$

После несложных преобразований получим:

$$\cos^2 \alpha_1 \frac{c_1^2}{r} + \frac{1}{2} \frac{dc_1^2}{dr} = 0 \quad (9.24)$$

Решение этого уравнения относительно скорости c_1 имеет вид:

$$c_1 r^{\cos^2 \alpha_1} = const \quad (9.25)$$

Его можно представить следующим образом:

$$c_{1u} = \frac{const_1}{r^{\cos^2 \alpha_1}} \quad (9.26)$$

$$c_{1a} = \frac{const_2}{r^{\cos^2 \alpha_1}} \quad (9.27)$$

Для определения степени изменения по радиусу составляющих скорости c_2 за колесом требуется дополнительное условие. Если принять, что $L_u/dr = 0$, т.е. $L_u = const$, то c_{2u} может быть найдена из выражения:



$$c_{2u} = \frac{L_u}{u_i} - c_{1ui} \quad (9.28)$$

Величина c_{2ai} может быть определена в этом случае из уравнения связывающее окружную и осевую составляющие скорости после подстановки в него последнего выражения в предположении, что $L_u = const$. В результате получим искомую зависимость $c_{2ai} = f(r)$.

Однако условие $L_u = const$ на практике реализовать затруднительно. Часто ставят условие обеспечения $\alpha_2 = const$, например, осевого выхода потока из ступени ($\alpha_2 = 90^\circ$). В этом случае $c_{2u} = 0$, тогда:

$$L_u = u \cdot \Delta c_u = const \cdot r^{1-\cos^2 \alpha_1} \quad (9.29)$$

Подставляя это выражение при условии $c_{2u} = 0$ в уравнение, связывающее окружную и осевую составляющие скорости, получим

$$c_{2ai} = \sqrt{c_{2аср}^2 + 2(L_{ui} - L_{уср})} \quad (9.30)$$

где $c_{2аср}$ и $L_{уср}$ - значения этих параметров на среднем диаметре.

Рассмотрим изменение параметров потока по радиусу ступени при законе $\alpha_1 = const$ и $\alpha_2 = 90^\circ$. Типичное изменение параметров потока показано на рисунке 9.11. Видно, что имеет место неблагоприятное протекание кривой $\rho_{ст} = f(r)$. В частности, при



относительно длинных лопатках ($D_{cp}/h_2 < 5 \dots 6$), возникает опасность появления отрицательных значений степени реактивности ($\rho_{ст} < 0$) на втулке и повышенных ($\rho_{ст} > 0,5$) на периферии, что приводит к повышенным потерям в радиальном зазоре и «ранним» отрывам потока во втулочном сечении. Аналогично ведет себя и зависимость $\lambda_{w1} = f(r)$ (рисунок 9.11), что для длинных лопаток может привести к появлению сверхзвуковых течений в относительном движении на периферии.

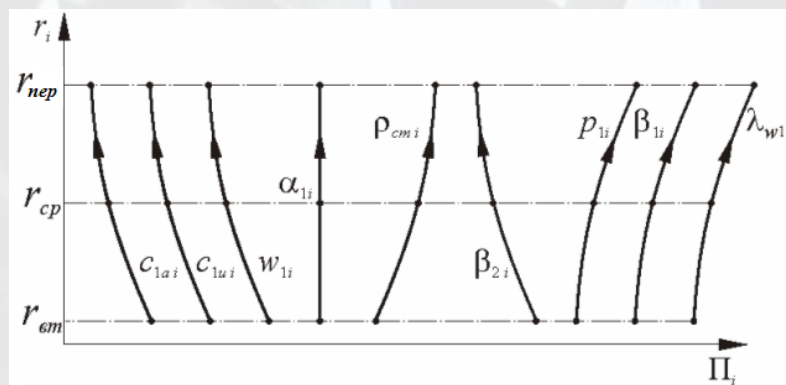


Рисунок 9.11 - Изменение параметров потока по радиусу ступени турбины

[1]

В то же время практическое отсутствие закрутки пера лопатки СА и слабая закрутка пера лопатки РК обуславливают преимущественное применение закона закрутки $\alpha = const$ в охлаждаемых ступенях.