

Лекция 5

ОСНОВЫ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ЛОПАТОЧНЫХ МАШИН

Уравнение Эйлера



Курс

ОСНОВЫ ЛОПАТОЧНЫХ МАШИН



САМАРСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
SAMARA UNIVERSITY

5.1 ОТНОСИТЕЛЬНОЕ ДВИЖЕНИЕ В ТУРБОМАШИНАХ

В состав турбомашин входят вращающиеся лопаточные венцы – РК. Любая частица рабочего тела, попадающая туда, участвует в двух движениях: она движется мимо лопаток со скоростью w (относительное движение) и вращается вместе с ними с окружной скоростью u (переносное движение) [1,3,6,7,10,11,12,14,15,17].

Переносная (окружная) скорость u связана с угловой скоростью вращения и может быть найдена по формуле:

Сделанные допущения позволят упростить получение и анализ рассматриваемых уравнений. Однако это принципиально не скажется на полученных выводах.

$$u = w \cdot r = \frac{\pi D n}{60} \quad (5.1)$$

где r – расстояние от оси вращения до объема;

ω – угловая скорость вращения ротора

$D=2r$ – диаметр, на котором располагается рассматриваемая точка;

n – частота вращения ротора, об/мин.

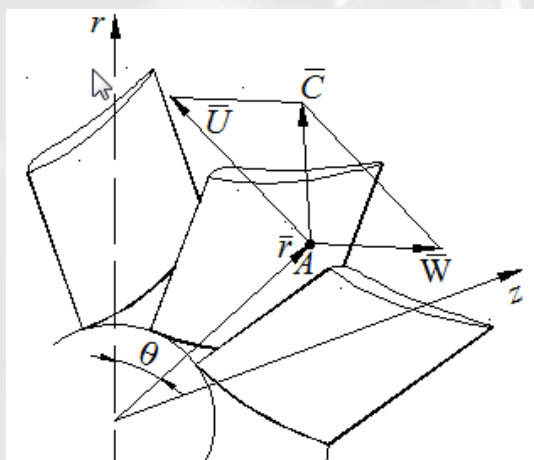
Относительная скорость w направлена по касательной к траектории движения (линиям тока) в системе координат, вращающейся с ротором.

В неподвижной системе координат частицы рабочего тела имеют скорость s , называемую *абсолютной*. Она является векторной суммой переносной и относительной скоростей:

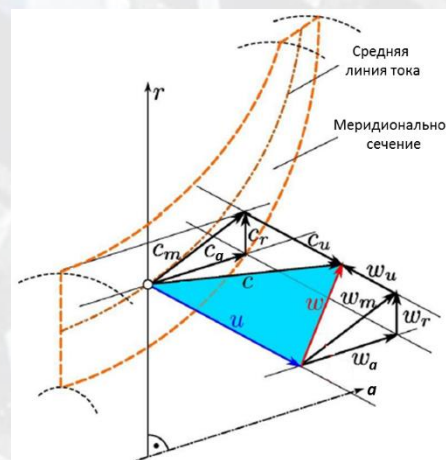


$$\bar{c} = \bar{w} + \bar{u} \quad (5.2)$$

Приведенное выше векторное равенство графически может быть изображено в виде векторного треугольника, который широко применяется для анализа рабочего процесса лопаточных машин и называется *треугольником скоростей* (рисунок 5.1) [1, 3,6,7,10,11,12,14,15,17].



а) Осевой компрессор [3]



б) Центробежный компрессор [4]

Рисунок 5.1 – Треугольники скоростей

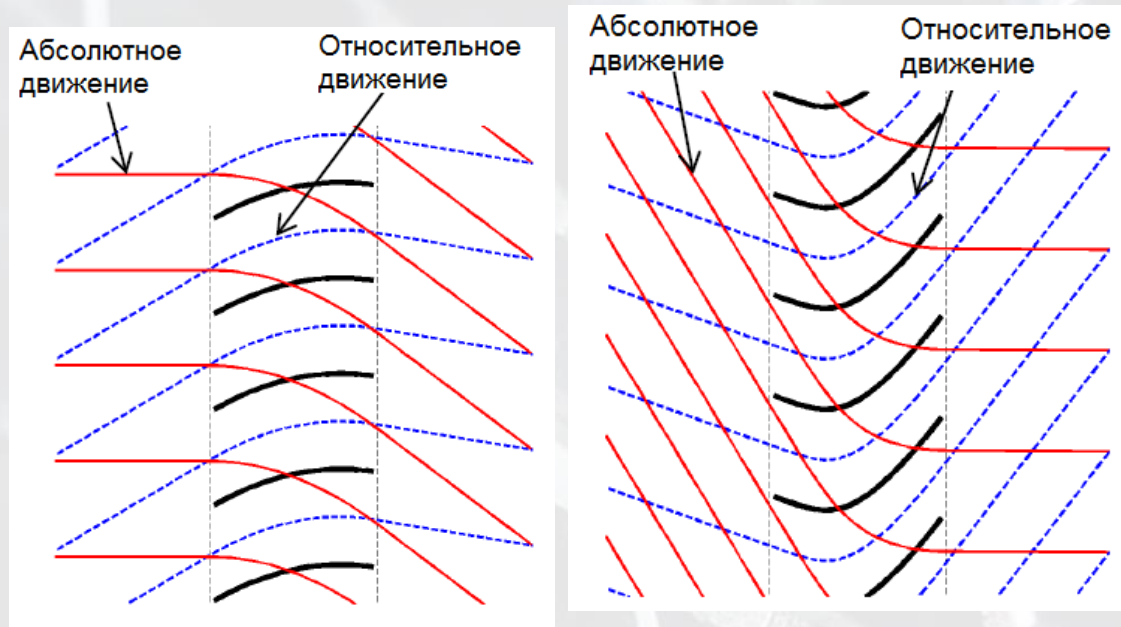
Из рисунка 5.1 можно видеть, что для любого треугольника скоростей справедливы следующие равенства:

$$w_m = c_m \quad (5.3)$$

$$w_a = c_a \quad (5.4)$$

$$w_r = c_r \quad (5.5)$$

Траектории движения частиц рабочего тела в осевых турбомашинах в абсолютном и относительном движениях приведены на рисунке 5.2.



Осевой компрессор

Осевая турбина

Рисунок 5.2 – Траектории движения рабочего тела в турбомашинах в разных системах координат

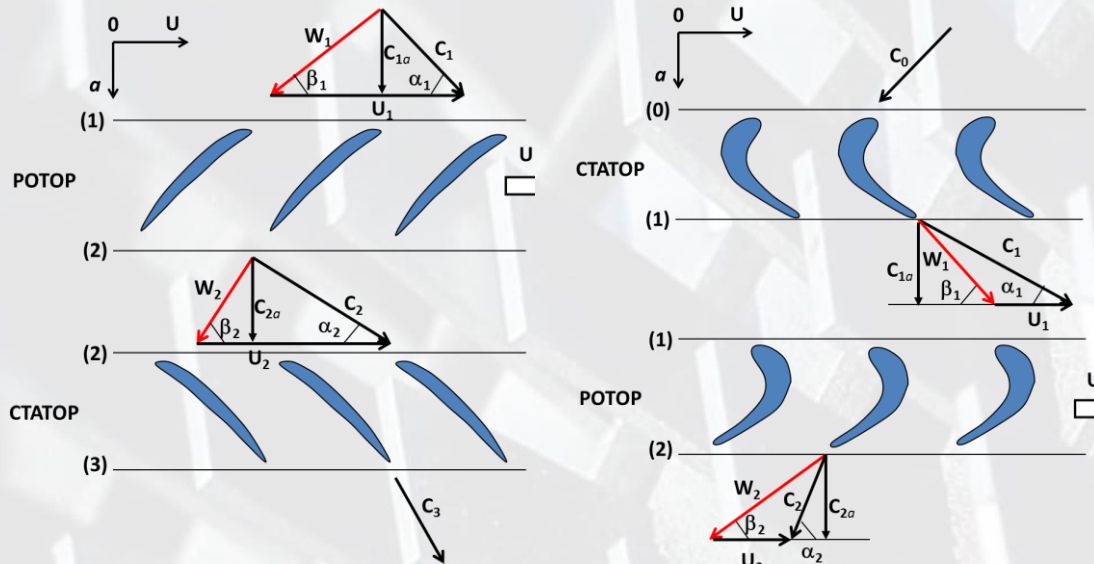
Угол между окружной $\bar{u}$ и абсолютной $\bar{c}$ скоростями называется углом потока в абсолютном движении, и обозначается буквой α . Угол между окружной $\bar{u}$ и относительной $\bar{w}$ скоростями называется углом потока в относительном движении, и обозначается буквой β .

ПРИМЕЧАНИЕ: УГЛЫ ПОТОКА В ДАННОМ КУРСЕ ИЗМЕРЯЮТСЯ ОТ ФРОНТА РЕШЕТКИ (рисунок 5.3).

Треугольники скоростей могут быть построены для любой точки течения в подвижном венце, однако, на практике они обычно строятся по осредненным параметрам на входе и выходе



из РК. Скорости входного треугольника имеют индекс «1», а выходного «2» (рисунок 5.3). Треугольники скоростей для неподвижных элементов (СА, НА) вырождаются в обычный вектор, т.к. у них отсутствует переносное движение [3].



Осевой компрессор

Осевая турбина

Рисунок 5.3 – Треугольники скоростей в контрольных сечениях турбомашин

5.2 УРАВНЕНИЕ МОМЕНТОВ КОЛИЧЕСТВА ДВИЖЕНИЯ (ЭЙЛЕРА)

5.2.1 УРАВНЕНИЕ МОМЕНТОВ КОЛИЧЕСТВА ДВИЖЕНИЯ (ЭЙЛЕРА)

Из теоретической механики известно, что равнодействующая всех сил $\mathbf{R}$, действующих на тело массой m_T и скоростью $\bar{c}$ (c_a, c_r, c_u), отстоящее от оси вращения на расстоянии r , создает крутящий момент относительно оси $O-O$ [38] $M_{кр}$:

Крутящий момент $M_{кр}$ равен изменению момента количества движения тела в единицу времени:

$$M_{кр} = \frac{(m_T c_u r)_{t+dt} - (m_T c_u r)_t}{dt} \quad (5.6)$$

Рассмотрим участок стационарного потока рабочего тела в произвольном межлопаточном канале (рисунок 5.4). Его форма, а также все параметры потока на входе и выходе известны. Рассматриваемый участок разделяется на бесконечное число элементарных струек. Каждая из них представляет собой трубку тока, поперечное сечение которой настолько мало, что значения параметров потока в любой его точке можно считать одними и теми же.

Рассмотрим течение рабочего тела через любую, случайно выбранную, элементарную струйку. В начальный момент времени выделенный объем находился в положении 1-4. Через бесконечно малый отрезок времени dt он переместиться в положение 3-2 (рисунок 5.4). Отрезок времени dt принимается настолько малым, что параметры потока на входе, между сечениями 1 и 3 можно считать

неизменными ($c_{1u} = c_{3u}$; $r_1 = r_3$ и т.д.), также как и на выходе ($c_{2u} = c_{4u}$; $r_2 = r_4$ и т.д.).

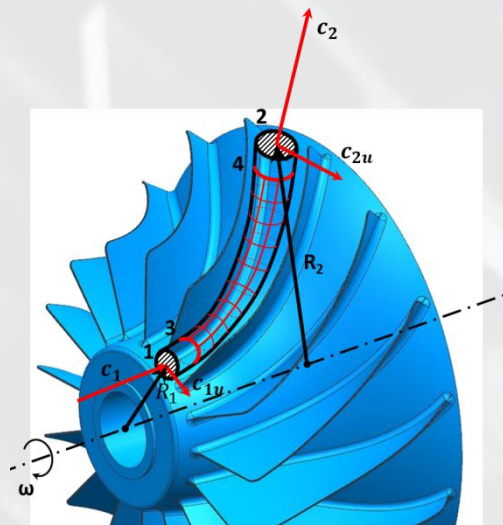


Рисунок 5.4 – Схема течения

Равнодействующая сил, действующая на рассматриваемую струйку $dR_{эл}$, относительно оси $O-O$ создает крутящий момент $dM_{кр}$. Как видно из рисунка 5.4, область 3-4 является общей для начального и конечного положения рабочего тела. Поэтому рассматриваемое движение может быть представлено следующим образом: в неизменный в течении dt времени объем 3-4 втекает объем 1-3 и вытекает 4-2. То есть, изменение момента количества движения рассматриваемой струйки относительно оси $O-O$ за время dt равно разности моментов количества движения масс 1-3 и 4-2 относительно той же оси:

$$dM_{кр} = \frac{dm_{4-2}c_{2u}r_2 - dm_{1-3}c_{1u}r_1}{dt} \quad (5.7)$$

Поскольку рассматривается установившееся движение, то $dm_{1-3} = dm_{4-2}$. Учитывая, что отношение массы элемента ко времени равно расходу рабочего тела через элементарную струйку

$dm/dt = dG$, окончательно имеем выражение для определения крутящего момента, создаваемого внешними и внутренними силами:

$$dM_{кр} = dG(c_{2u}r_2 - c_{1u}r_1) \quad (5.8)$$

Запишем для всех струек уравнения моментов количества движения, и сложим между собой. В результате получим:

$$M_{кр} = G(c_{2u}r_2 - c_{1u}r_1) \quad (5.9)$$

где G – расход рабочего тела через весь ЛВ.

Данное уравнение называется *уравнением моментов количества движения применительно к лопаточным машинам*. Оно было также выведено Л. Эйлером и часто называется уравнением Эйлера [4, 5, 13, 14, 15].

Умножим обе части последнего уравнения на величину угловой скорости ω , затем разделим обе части на расход рабочего тела G :

$$\frac{M_{кр}\omega}{G} = \omega \cdot c_{2u}r_2 - \omega \cdot c_{1u}r_1 \quad (5.10)$$

Левая часть уравнения представляет собой удельную работу, подводимую к газу в колесе турбомашины:

$$L_T = \frac{M_{кр}\omega}{G} \quad (5.11)$$



Кроме того, учитывая, что произведение угловой скорости ω на радиус r равно окружной скорости $u = \omega \cdot r$, окончательно получим:

$$L_T = u_2 c_{2u} - u_1 \cdot c_{1u} \quad (5.12)$$

Это уравнение устанавливает связь работы, передаваемой лопатками потоку, с кинематическими параметрами потока.

Для осевых лопаточных машин $u_2 \approx u_1$. Поэтому уравнение примет вид:

$$L_T = u(c_{2u} - c_{1u}) = u \cdot \Delta c_u \quad (5.13)$$

Запишем это уравнение применительно к компрессору и турбине. Форма записи для компрессора полностью совпадает с канонической формой (5.14). В турбине же работа совершается газом, поэтому знаки в правой части меняются на противоположные ($L_u < 0$).

Окончательно имеем для компрессора:

$$L_T = u_2 c_{2u} - u_1 \cdot c_{1u} \quad (5.14к)$$

для турбины:

$$L_T = u_1 c_{1u} - u_2 \cdot c_{2u} \quad (5.14т)$$



Сопоставляя уравнения 5.15к и 5.15т можно сделать вывод о том, что компрессор и турбина являются обращенными машинами, поскольку выражения для удельных работ имеют одинаковую форму, но имеют противоположные знаки.

Из треугольников скоростей на входе и выходе РК следует, что $w_{1u} = u_1 - c_{1u}$; $w_{2u} = u_2 - c_{2u}$; $c_{1u} = u_1 - w_{1u}$; $c_{2u} = u_2 - w_{2u}$.

Подставляя последние уравнения в 5.9 для компрессора можно получить:

$$\begin{aligned} M_{кр} &= G(c_{2u}r_2 - c_{1u}r_1) = Gc_{2u}r_2 - Gc_{1u}r_1 \\ &= G(u_2 - w_{2u})r_2 - G(u_1 - w_{1u})r_1 \\ &= Gu_2r_2 - Gw_{2u}r_2 - Gu_1r_1 + Gw_{1u}r_1 \\ &= G(w_{1u}r_1 - w_{2u}r_2) + G(u_2r_2 - u_1r_1) \end{aligned} \quad (5.15к)$$

Аналогичным образом можно получить выражение для турбины:

$$M_T = G(w_{2u}r_2 - w_{1u}r_1) + G(r_1u_1 - r_2u_2) \quad (5.15т)$$

С другой стороны, момент (рисунок 5.5), создаваемый рабочим телом и действующий на колесо M_T может быть представлен в виде суммы двух моментов: момента, создаваемого газовой (подъемной) силой M_Γ , возникающей на лопатке и моментом, связанным с кариолисовыми силами M_K :

$$M_T = M_\Gamma + M_K \quad (5.16)$$

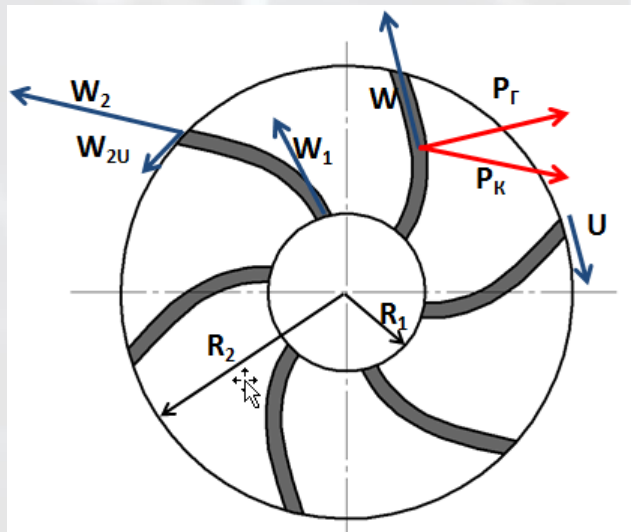


Рисунок 5.5 - Схема сил, действующих на лопатку радиальной турбомшины

Подъемная погонная (действующая на единицу высоты лопатки) сила P_Γ , возникающая при обтекании профиля, согласно теореме Жуковского [1, 6], может быть определена по циркуляции Γ_w относительной скорости вокруг лопатки:

$$P_\Gamma = \rho \Gamma_w w_{cp} \quad (5.17)$$

где w_{cp} - осредненная относительная скорость равна (рисунок 5.6) [6]:

$$w_{cp} = \sqrt{w_a^2 + \left(\frac{w_{1u} + w_{2u}}{2} \right)^2} \quad (5.18)$$

циркуляция относительной скорости (рисунок 5.7) [6]:

$$\Gamma_w = \oint_{ABCD} \bar{w} d\bar{s} = w_1 \cos \beta_1 t - w_2 \cos \beta_2 t = (w_{1u} - w_{2u})t \quad (5.19)$$

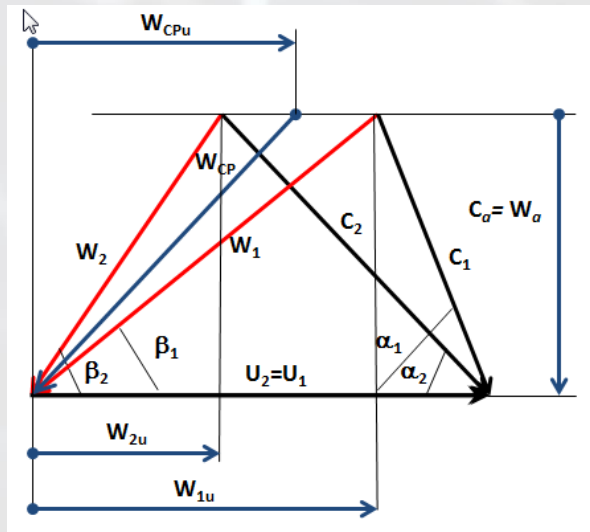


Рисунок 5.6 – Вычисление
осредненной относительной
скорости [6]

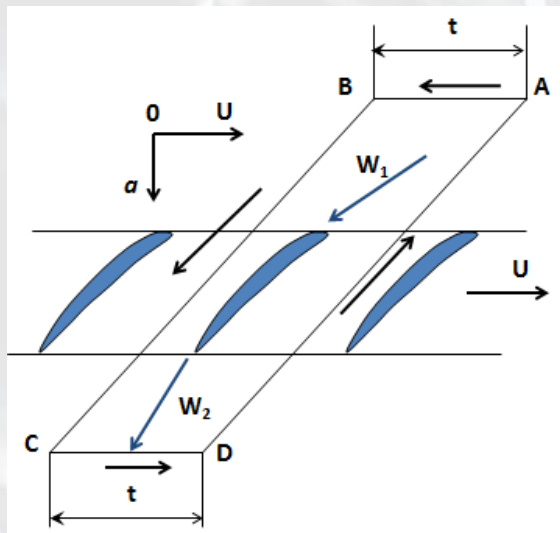


Рисунок 5.7 – Определение
циркуляции вокруг рабочей
лопатки осевой турбомшины [6]

Подъемная сила профиля создает крутящий момент [6]:

$$M_{\Gamma} = z P_{\Gamma} h_{\Gamma} r_{cp} = \frac{Gz\Gamma_w}{2\pi} = \frac{Gz(w_{1u}t_1 - w_{2u}t_2)}{2\pi} = G(w_{1u}r_1 - w_{2u}r_2) \quad (5.20)$$

Момент кориолисовой силы, создаваемой рабочим телом и действующим на колесо можно записать в виде:

$$M_K = \int_V r \cdot P_{Ku} \rho dV \quad (5.21)$$

где $P_{Ku} = -2\omega w_r$ - окружная составляющая силы Кариолиса;



$$dV = dr \cdot db \cdot r \cdot d\varphi.$$

После преобразования формула 5.21 примет вид [6]:

$$M_k = G(r_1 u_1 - r_2 u_2) \quad (5.22)$$

Окончательно крутящий момент на окружности колеса будет равен [6]:

Для компрессора (насоса)

$$M_k = G(w_{1u} r_1 - w_{2u} r_2) + G(r_2 u_2 - r_1 u_1) \quad (5.23к)$$

Для турбины

$$M_T = G(w_{2u} r_2 - w_{1u} r_1) + G(r_1 u_1 - r_2 u_2) \quad (5.23т)$$

В итоге теоретический напор компрессора и удельную работу турбины можно вычислить по следующим формулам [6]:

Для компрессора (насоса)

$$L_T = \frac{M_T \omega}{G} = (w_{1u} u_1 - w_{2u} u_2) + (u_2^2 - u_1^2) \quad (5.24к)$$

Для турбины

$$L_T = (w_{2u} u_2 - w_{1u} u_1) + (u_1^2 - u_2^2) \quad (5.24т)$$

Для осевой лопаточной машины уравнение 5.23 примет вид:

Для компрессора (насоса)



$$L_T = (w_{1u} - w_{2u}) \cdot u \quad (5.25к)$$

Для турбины

$$L_T = (w_{2u} - w_{1u}) \cdot u \quad (5.25т)$$

Сопоставляя уравнения 5.24, 5.25 и 5.15 можно получить:
Для компрессора (насоса)

$$u_2 c_{2u} - u_1 \cdot c_{1u} = (w_{1u} u_1 - w_{2u} u_2) + (u_2^2 - u_1^2) \quad (5.26к)$$

Для турбины

$$u_1 c_{1u} - u_2 \cdot c_{2u} = (w_{2u} u_2 - w_{1u} u_1) + (u_1^2 - u_2^2) \quad (5.26т)$$

Для осевых турбомашин эти выражения примут вид:
Для компрессора (насоса)

$$L_T = (w_{1u} - w_{2u})u = (c_{2u} - c_{1u})u \quad (5.27к)$$

Для турбины

$$L_T = (w_{2u} - w_{1u})u = (c_{1u} - c_{2u})u \quad (5.27т)$$

Из последнего соотношения следует, что для осевой лопаточной машины справедливо равенство:

$$\Delta w_u = (w_{1u} - w_{2u}) = (c_{2u} - c_{1u}) = \Delta c_u \quad (5.28)$$



Полученные уравнения 5.14 имеют большое значение в теории турбомашин. Несомненным достоинством этих уравнений является то, что их использование не требует знания распределения давления по поверхности лопаток. Надо только знать кинематические параметры на входе и выходе из РК.

Опираясь на понятие треугольника скоростей (рисунок 5.3) и применив к нему теорему косинусов можно найти:

$$\begin{aligned} w_1^2 &= c_1^2 + u_1^2 - 2c_1u_1\cos\alpha_1 = c_1^2 + u_1^2 - 2c_{1u}u_1 \\ w_2^2 &= c_2^2 + u_2^2 - 2c_2u_2\cos\alpha_2 = c_2^2 + u_2^2 - 2c_{2u}u_2 \end{aligned} \quad (5.29)$$

Откуда

$$\begin{aligned} c_{1u}u_1 &= \frac{c_1^2}{2} + \frac{u_1^2}{2} - \frac{w_1^2}{2} \\ c_{2u}u_2 &= \frac{c_2^2}{2} + \frac{u_2^2}{2} - \frac{w_2^2}{2} \end{aligned} \quad (5.30)$$

Подставляя уравнения 5.30 в 5.14 можно получить:

$$\begin{aligned} L_T &= u_2c_{2u} - u_1 \cdot c_{1u} = \frac{c_2^2}{2} + \frac{u_2^2}{2} - \frac{w_2^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} - \frac{u_1^2}{2} + \frac{w_1^2}{2} \\ &= \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} \end{aligned} \quad (5.31к)$$

для турбины:

$$L_T = u_1c_{1u} - u_2 \cdot c_{2u} = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} \quad (5.31т)$$



Полученные выражения идентичны уравнения 7.27 (лекция 7). Таким образом, уравнение Эйлера (5.14) представляет собой выражение для определения теоретического напора.

Анализируя полученные выше уравнения (5.14к и 5.14т) можно сделать ряд важных выводов.

Вывод 1. Из уравнения 5.15 следует, что работа, подводимая/отводимая лопатками в турбомашине при одинаковом уровне скоростей, не зависит от давления, температуры, свойств вещества и т.п. Она определяется только кинематическими параметрами: величиной окружной скорости u и разностью проекций абсолютной скорости на окружное направление $c_{2u} - c_{1u}$ [6].

Вывод 2. Сопоставляя уравнения 5.15к и 5.15т можно заключить, что если $u_2 c_{2u} > u_1 \cdot c_{1u}$, то механическая работа подводится к рабочему телу. Если $u_1 c_{1u} > u_2 \cdot c_{2u}$, то рабочее тело совершает механическую работу.

Вывод 3. Удельная работа турбомашин может быть повышена следующими способами.

1. За счет увеличения окружной скорости $u = \omega r = \pi n r / 30$. С ее увеличением работа возрастет. Роста u можно добиться двумя путями: увеличением частоты вращения ротора n и увеличением радиуса r .

2. За счет увеличения разности окружных проекций скоростей $|c_{2u} - c_{1u}| = |w_{1u} - w_{2u}|$.

5.2.2 ВЛИЯНИЕ ОКРУЖНОЙ СКОРОСТИ НА РАБОТУ ТУРБОМАШИНЫ

Влияние частоты вращения n на работу ступени турбомашин наглядно иллюстрируется на примере наземных ГТУ НК-



36СТ и НК-37СТ (рисунок 5.8), разработанных в ПАО «Кузнецов» [39].

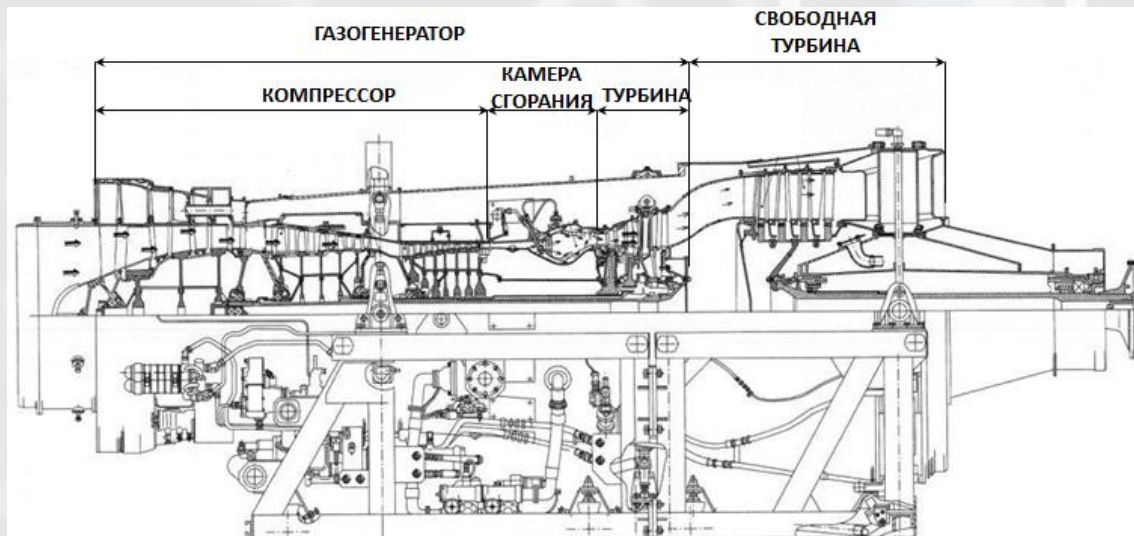


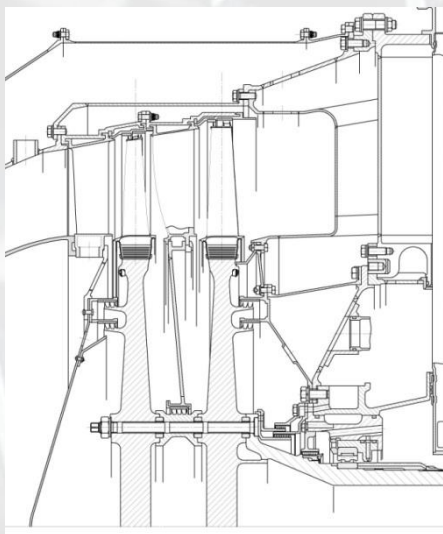
Рисунок 5.8 – Двигатель НК-37СТ [33]

Обе установки представляют собой трехвальные ГТД со свободной турбиной, разработанные на базе авиационного ГТД, и имеют идентичный газогенератор. Разница заключается в том, что двигатель НК-36СТ предназначен для привода газоперекачивающего агрегата и его выходной вал вращается с частотой $n=5000\text{об/мин}$. НК-37СТ предназначен для привода электрогенератора и имеет частоту вращения выходного вала $n=3000\text{об/мин}$ (такая угловая скорость позволяет получать переменный ток с частотой 50Гц). Оба двигателя имеют выходную мощность 25МВт и практически идентичные параметры цикла (π_k^* , T_T^* и т.д.) (таблица 5.1). То есть, с точки зрения термодинамики, условия работы их свободных турбин (перепад давления, G_B , выходная мощность) принципиально одинаковы. Несмотря на это, разница в частоте

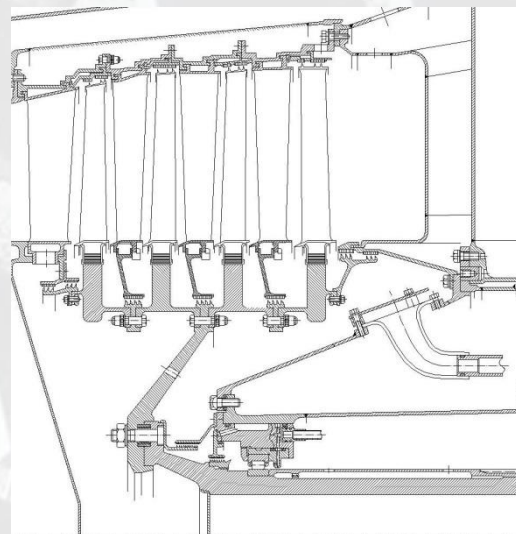
вращения приводит к тому, что в НК-37СТ требуемая мощность получается в четырехступенчатой свободной турбине. Тогда как у НК-36СТ турбина - двухступенчатая (рисунок 5.9).

Таблица 5.1 – Сравнение двигателей НК-36 и НК-37 [33, 39, 40]

Марка	НК-36	НК-37
Назначение	Привод ГПА	Электростанция
N , МВт	25	25
G_v , кг/с	101,4	101,4
π_k^*	23,12	23,12
$T_{г}^*$, К	1420	1420
$n_{ст}$, об/мин	5000	3000
Число ступеней СТ, шт	2	4



НК-36СТ



НК-37СТ

Рисунок 5.9 – Сравнение свободных турбин ГТУ НК-36СТ и НК37СТ

5.2.3 ПОВОРОТ ПОТОКА С ПОМОЩЬЮ ЛОПАТОЧНЫХ РЕШЕТОК

Как следует из уравнений 5.26 и 5.27, работа будет отбираться или подводится к РК турбомашины в случае, если разность окружных проекций скоростей (закруток) $|c_{2u} - c_{1u}| = |w_{1u} - w_{2u}|$ будет иметь не нулевое значение. Причем, чем больше будет данная разность, тем больше будет удельная теоретическая работа на окружности колеса.

На рисунке 5.10 показаны треугольники скоростей на входе и выходе РК осевых компрессора и турбины с указанием закруток потока. Анализируя данные рисунки можно сделать вывод о том, что $\Delta w_u \neq 0$ будет иметь место только в случае, если скорость потока меняет свое направление (угол относительно фронта решетки). Как видно из рисунка 5.10 значение разности закруток $|c_{2u} - c_{1u}| = |w_{1u} - w_{2u}|$ будет зависеть от разности углов $\Delta\beta = |\beta_1 - \beta_2|$, фактически от угла, на который поток будет повернут решеткой турбомашины. Чем больше угол поворота, тем большую работу можно получить/отвести.

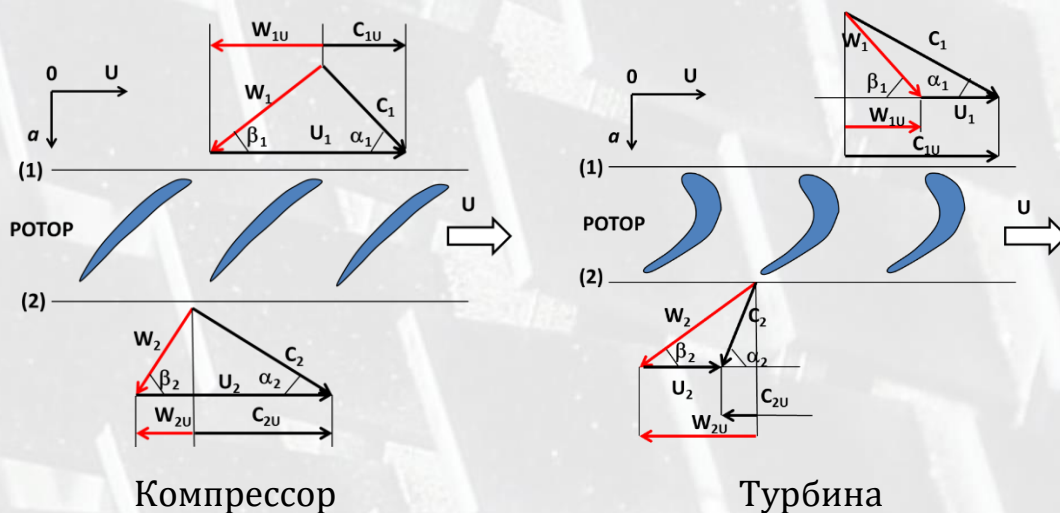


Рисунок 5.10 – Треугольники скоростей на входе и выходе РК осевых турбомашин



Таким образом, для того, чтобы подвести/отвести работу к потоку рабочего тела в РК турбомашин необходимо повернуть поток на заданный угол $\Delta\beta$, величина которого определяет мощность турбомашин. Поворот потока осуществляется с помощью лопаток.

Из уравнений 5.27 видно для того, чтобы работа была подведена к потоку (для компрессора) необходимо чтобы $w_{1u} > w_{2u}$, а для отбора работы (для турбины) - $w_{2u} > w_{1u}$. Этот вывод подтверждается анализом рисунка 5.10. Из него также видно, что для выполнения описанных выше условий необходимо чтобы в компрессоре угол потока на входе был меньше выходного $\beta_1 < \beta_2$, а в турбине наоборот $\beta_1 > \beta_2$.

Рассмотрим процесс в решетке профилей осевого компрессора с бесконечно малой высотой лопатки dh . Поскольку компрессор осевой, то шаг решетки во входном выходном сечении РК можно считать постоянным $t_1 = t_2$. Схема течения в решётке РК компрессора изображена на рисунке 5.11.

Площадь сечения на входе в решётку равна $F_1 = t \cdot dh \cdot \sin\beta_1$, выходной - $F_2 = t \cdot dh \cdot \sin\beta_2$. Учитывая, что в компрессоре $\beta_1 < \beta_2$, имеем:

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{\sin\beta_1}{\sin\beta_2} < 1 \quad (5.32)$$

Из выражения 5.32 следует, что $F_1 < F_2$. Т.е. канал между лопатками компрессора – диффузорный (расширяется к выходу). В

таком канале, в случае энергоизолированного течения, происходит торможение потока $w_2 < w_1$ и рост статического давления $p_2 > p_1$.

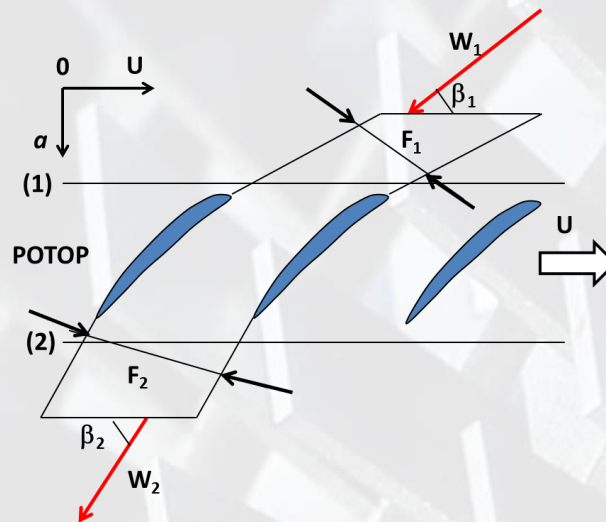


Рисунок 5.11 – Схема течения в решётке РК осевого компрессора

Торможение потока в диффузоре происходит неравномерно. В пограничном слое, под действием сил вязкого трения, скорость снижается интенсивнее, обращаясь в нуль на стенке. Кинетическая энергия в пограничном слое существенно меньше, чем в остальной части потока, а статическое давление в поперечном сечении меняется мало. Т.к. средняя скорость в диффузоре снижается, а давление растет, в некотором сечении кинетической энергии в пристеночном слое оказывается недостаточно чтобы переместить рабочее тело в направлении повышенного давления. В результате течение там становится неустойчивым и образуется область циркуляции рабочего тела (отрыв) (рисунок 5.12). Место отрыва рабочего тела и его интенсивность зависит от толщины пограничного слоя, профиля скорости, входного уровня турбулентности и градиента роста давления [65].

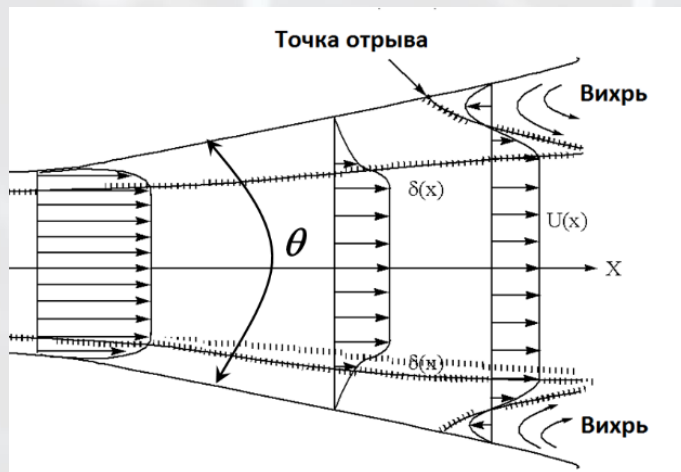


Рисунок 5.12 – Схема
образования вихря в
диффузоре

Наибольшее воздействие на наличие и интенсивность отрыва потока в диффузоре оказывает степень диффузорности канала. Чем она больше, тем выше раскрытие канала (эквивалентный угол диффузора θ), тем выше вероятность отрыва потока и его интенсивность. Уменьшить потери, связанные с отрывом в диффузоре можно за счет уменьшения угла раскрытия канала θ , однако при этом для получения требуемого торможения будет возрастать его длина и потери трения. То есть, с уменьшением угла раскрытия диффузора уменьшаются потери, связанные с отрывом пограничного слоя, но в тоже время растут потери трения и существует некий оптимальный угол раскрытия диффузора θ (рисунок 5.13).

Как видно из уравнения 5.30, в осевых турбомашинах величина подводимой/отводимой работы зависит от разности окружных проекций относительных скоростей $\Delta w_u = |w_{2u} - w_{1u}|$ в РК. Данная величина в свою очередь определяется углом поворота потока в рабочем венце $\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1$. Чем он больше, тем больше Δw_u и работа. Рассмотрим, как увеличение угла поворота потока $\Delta\beta$ скажется на рабочем процессе компрессора.



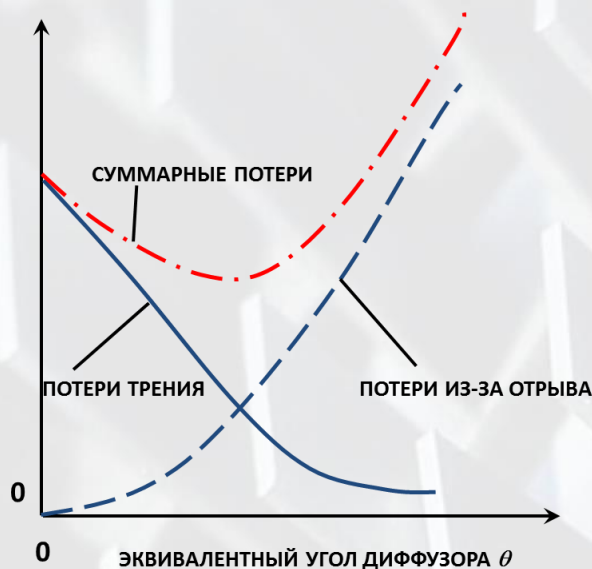


Рисунок 5.13 –
Соотношение
компонентов потерь
энергии в диффузоре

На рисунке 5.14 приведено сечение РК осевого компрессора. Как уже отмечалось выше, межлопаточный канал имеет диффузорную форму. На том же рисунке приведен эквивалентный диффузор, соответствующий каналу компрессора. На рисунке 5.15 также приведена решетка РК осевого компрессора, отличающаяся от первой входным конструктивным углом β_1 . Он меньше, чем у первого компрессора. Величина выходного угла β_2 у всех рассматриваемых решеток идентична. Таким образом, во второй решетке реализуется больший угол поворота потока $\Delta\beta$.

Сопоставляя рисунки 5.14 и 5.15 можно заметить, что канал второй решетки имеет большую степень диффузорности $D = F_{\text{вых}}/F_{\text{вх}}$ и угол раскрытия эквивалентного диффузора (в примере 13° против 10°). Таким образом, увеличение угла поворота потока $\Delta\beta$ в компрессорной решётке приводит к увеличению диффузорности межлопаточного канала, что, как известно [41, 42], приводит к росту потерь при течении рабочего тела через него. По этой причине величина $\Delta\beta$ в компрессорной решетке ограничивается значением 30° [1, 17, 6, 7]. Дальнейшее увеличение угла поворота



обычно приводит к чрезмерной диффузорности канала, и большой вероятности появления отрыва потока в первую очередь на спинке лопатки. Ограничение угла поворота потока $\Delta\beta$ ограничивает значение Δw_u и величину работы L_T , которая может быть подведена в ступени компрессора.

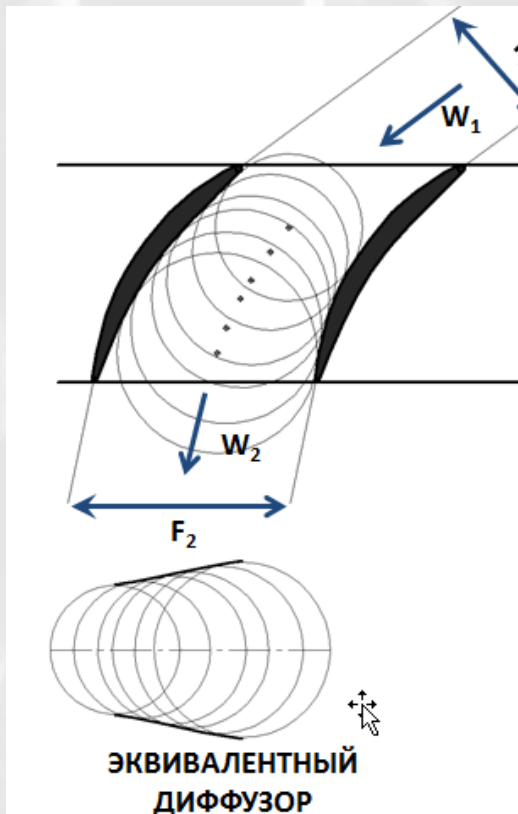


Рисунок 5.14 – Межлопаточный канал осевого компрессора

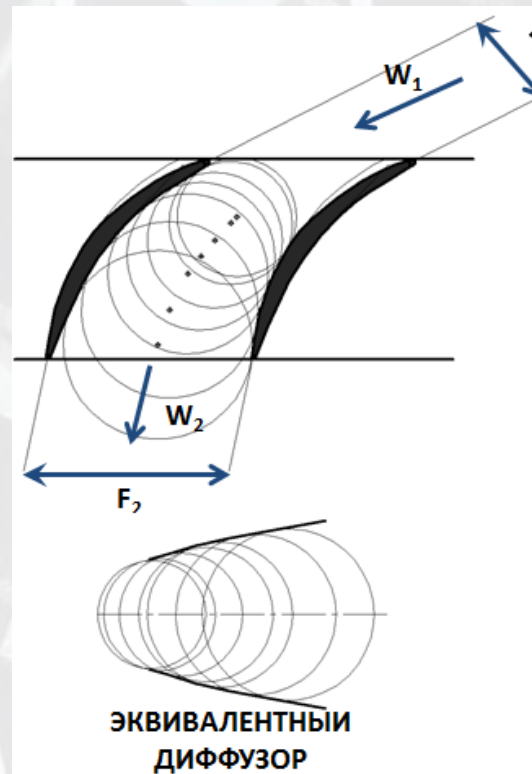


Рисунок 5.15 – Межлопаточный канал осевого компрессора с увеличенным углом поворота потока $\Delta\beta$

Аналогично решетке компрессора рассмотрим поток в решетке профилей осевой турбины с бесконечно малой высотой лопатки dh . Для нее также справедливо равенство $t_1 = t_2$. Схема течения в решётке РК осевой турбины изображена на рисунке 5.16.

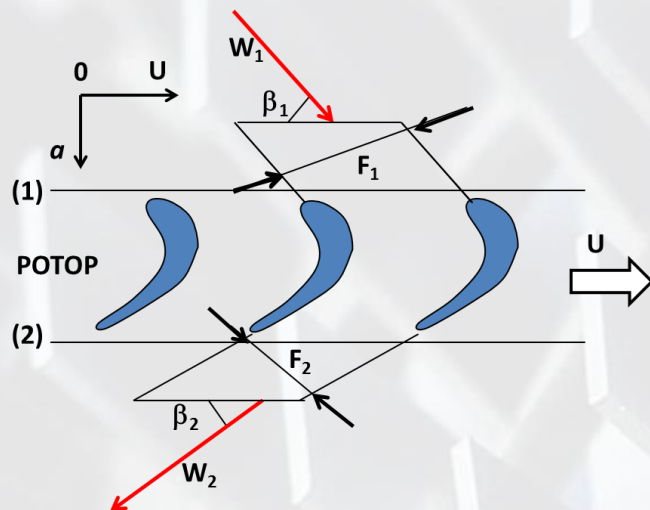


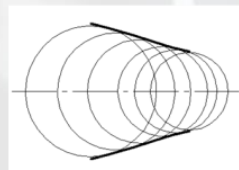
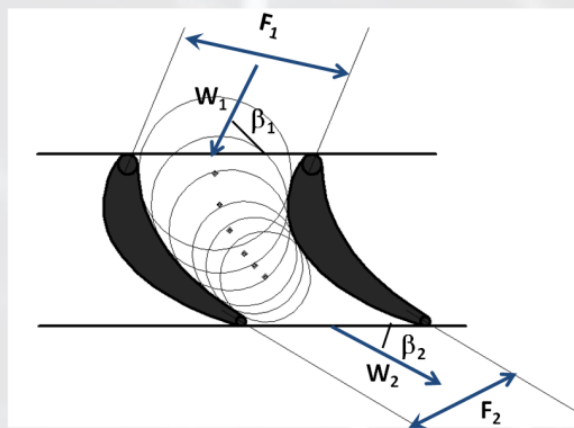
Рисунок 5.16 – Схема
течения в решётке РК
осевой турбины

Площадь сечения на входе в решётку равна $F_1 = t \cdot dh \cdot \sin\beta_1$, выходной - $F_2 = t \cdot dh \cdot \sin\beta_2$. Тогда, учитывая, что в компрессоре $\beta_1 > \beta_2$, имеем.

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{\sin\beta_1}{\sin\beta_2} > 1 \quad (5.33)$$

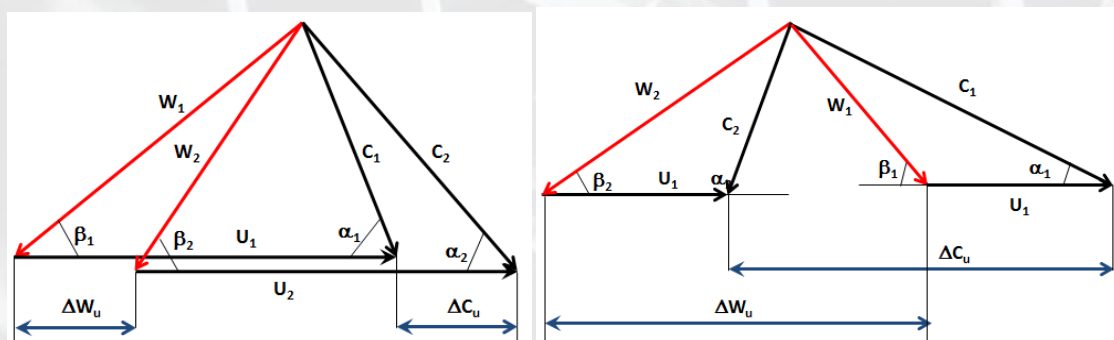
Из выражения 5.32 следует, что $F_1 > F_2$, т.е. канал между лопатками турбины – конфузорный (сужается к выходу). В таком канале, в случае энергоизолированного течения, происходит ускорение потока $w_2 > w_1$ и уменьшение статического давления $p_2 < p_1$.

В конфузоре (рисунок 5.17), как известно [41, 42], потери энергии существенно меньше, чем в диффузоре. Поэтому конфузорный канал допускает достижение больших значений угла поворота потока $\Delta\beta$ (угол $\Delta\beta$ может достигать значения $120...130^\circ$) и Δw_u . Данные обстоятельства хорошо иллюстрируются планами скоростей (рисунок 5.18). Видно, что из-за большего поворота потока $\Delta\beta$, значение Δw_u в ступени турбины существенно больше, чем в компрессоре.



ЭКВИВАЛЕНТНЫЙ КОНФУЗОР

Рисунок 5.17 – Межлопаточный канал осевой турбины



Компрессор

Турбина

Рисунок 5.18 – Планы скоростей осевых турбомашин

Конфузорность течения характеризуют соотношением площадей струек на входе и на выходе f_1/f_2 , т.е. для РК, например:

$$K_{\text{РК}} = \frac{f_1}{f_2} = \frac{h_{\text{л}} t \cdot \sin \beta_1}{h_{\text{л}} t \cdot \sin \beta_2} = \frac{\sin \beta_1}{\sin \beta_2} \quad (5.34)$$

В случае если угол потока на входе в решетку равен углу на выходе $\beta_1 = \beta_2$, то площадь ее канала имеет постоянное проходное

сечение $F_1 = F_2$. Такие решетки называют *импульсными* или *активными* (рисунок 5.19). В них скорость потока и статическое давление практически не изменяются ($w_1 = w_2$; $p_1 = p_2$). В таких решетках поворот потока и совершение газом работы не сопровождается изменением давления и величины скорости.

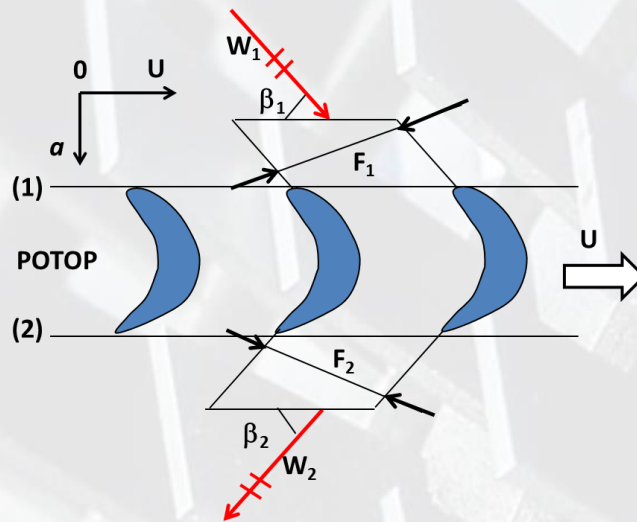


Рисунок 5.19 – Схема течения в (импульсной) активной решётки РК

При повороте потока в межлопаточном канале турбомшины частицы рабочего тела движутся по криволинейным траекториям. При этом на них действуют центробежные силы, которые прижимают их к вогнутой поверхности лопатки (корытцу) и отжимают от выпуклой поверхности (спинки). По этой причине давление на корытце больше, чем на спинке. В точке схода потока с выходной кромки на него действует неуравновешенная разность давлений, которая стремится повернуть поток в сторону спинки, уменьшая угол поворота $\Delta\beta$, который был задан формой профиля. Разница между лопаточным углом и реальным углом потока называется углом отставания потока δ (рисунок 5.20). Чем более обособленно

стоят лопатки, тем больше δ . С другой стороны, при увеличении густоты решетки b/t (уменьшения расстояния между лопатками t) угол отставания приближается к нулю, но при этом рост числа лопаток и поверхности трения увеличивает потери трения (рисунок 5.21). По указанным причинам существует оптимальная густота решетки $\bar{t} = 0,5 \dots 1,5$.

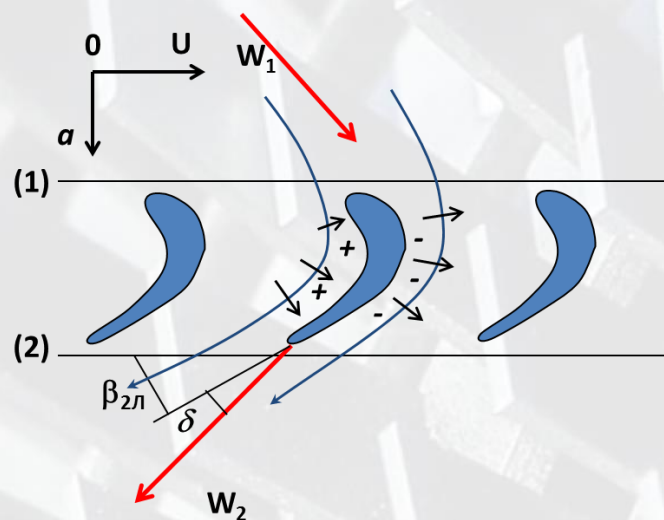


Рисунок 5.20 – К пояснению возникновения угла отставания потока решетки

Изолированный профиль	Обычная решетка	Густая решетка
$\bar{t} \rightarrow \infty$	$\bar{t} \rightarrow 0,5 \dots 1,5$	$\bar{t} \rightarrow 0$
$\delta \rightarrow \max$	$\delta \rightarrow 0,5 \dots 3^\circ$	$\delta \rightarrow 0$
$\Delta\beta \rightarrow 0$	$\Delta\beta = \Delta\beta_l - \delta$	$\Delta\beta = \Delta\beta_l$

Рисунок 5.21 – Влияния густоты решетки на отставание и поворот потока

5.2.4 Соотношения удельных работ осевых турбины и компрессора ГТД

Выше отмечался факт существенного неравенства закруток Δw_u в РК компрессора и турбины при близких значениях расходов рабочего тела G и окружных скоростях u (такая ситуация характерна для каскадов СД и ВД ГТД). Это приводит к тому, что работа ступени турбины существенно больше, чем работа ступени компрессора. По этой причине одна ступень компрессора просто не в состоянии потребить работу, которая вырабатывается ступенью турбины. В результате приходится устанавливать дополнительные ступени компрессора и их число больше числа ступеней турбины (рисунок 5.22 и 5.23).

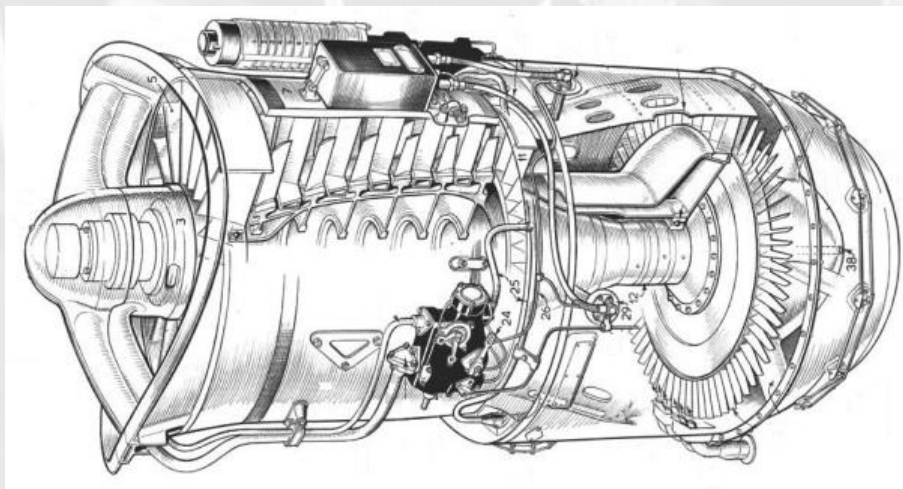


Рисунок 5.22 – Одновальный ТРД [8]

На рисунке 5.22 изображен трехвальный ТРДД *Trent* [8, 28, 31]. Каскады ВД и СД этого двигателя подтверждают сказанное выше. В нем 8 ступеней КСД и 6 ступеней КВД приводятся каждый собственной одноступенчатой турбиной. Однако можно заметить, что одноступенчатый компрессор низкого давления приводится в движение пятью ступенями турбины НД, что, казалось бы, противоречит сказанному выше.

Решение заключается в том, что механическая связь компрессора и турбины обуславливает равенство их мощностей $N_k = N_t$ (с поправкой на потери при передаче). Учитывая, что через компрессор НД ТРДД проходит весь расход воздуха G_Σ , попадающий в двигатель, а через турбину проходит только рабочее тело внутреннего контура G_I ($G_\Sigma/G_I = m + 1$, где m - степень двухконтурности ТРДД), можно прийти к выводу, что удельная работа такого компрессора существенно меньше работы турбины:

$$L_k \approx \frac{L_t G_I}{G_\Sigma} = \frac{L_t}{m + 1} \quad (5.35)$$

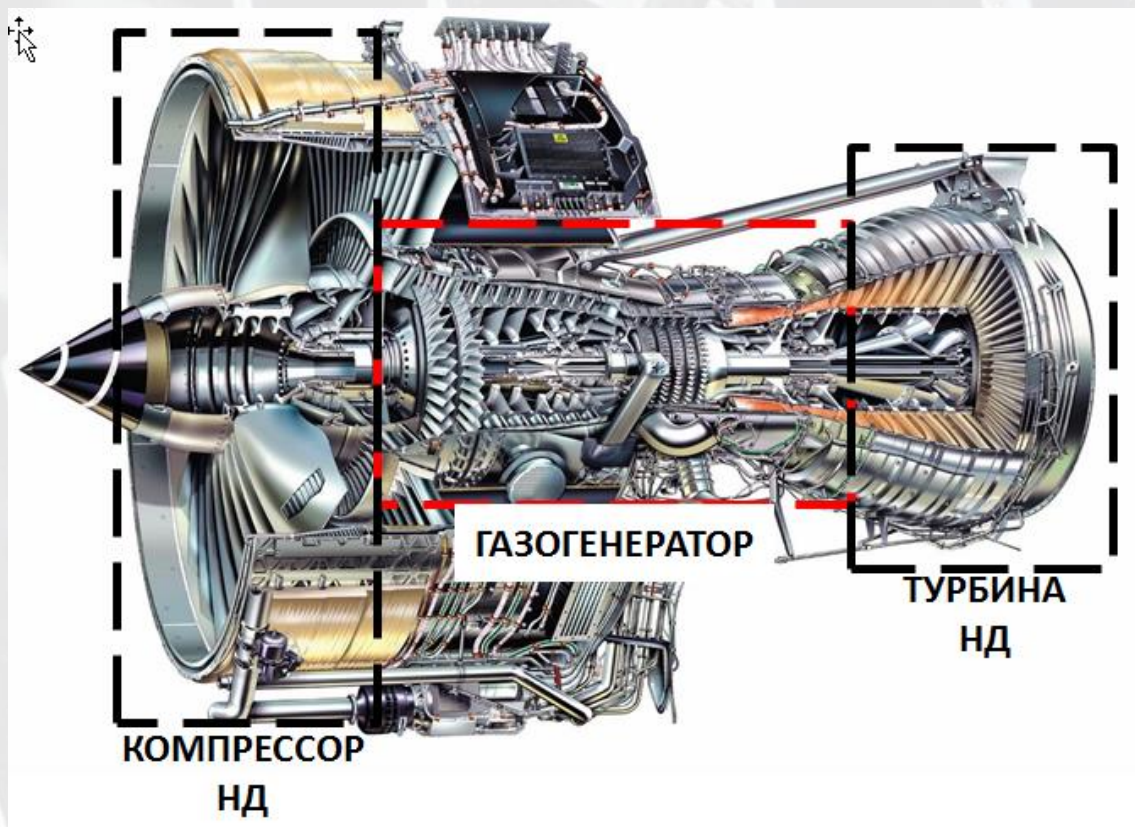


Рисунок 5.23 – ТРДД Trent [8]

Анализируя планы скоростей (рисунки 5.17) разных турбомашин можно заметить, что величина $\Delta w_u = \Delta c_u$ и работа в ступени

компрессора может быть увеличена за счет роста закрутки на выходе c_{2u} , а также введения отрицательной закрутки на входе в РК c_{1u} . В турбине для увеличения $\Delta w_u = \Delta c_u$ необходимо увеличить c_{1u} за счет уменьшения угла входа в РК в абсолютном движении α_1 . Величина угла на выходе из РК в абсолютном движении α_2 должна стремиться к меньшим значениям. При этом проекция вектора абсолютной скорости c_{2u} будет направлена в сторону противоположную направлению c_{1u} [1, 17, 7, 30].

