

Лекция 6

ОСНОВЫ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ЛОПАТОЧНЫХ МАШИН

Реактивность



Курс

ОСНОВЫ ЛОПАТОЧНЫХ МАШИН



САМАРСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
SAMARA UNIVERSITY

6.1 СТЕПЕНЬ РЕАКТИВНОСТИ СТУПЕНИ ТУРБОМАШИНЫ

Как отмечалось выше, работа сжатия в компрессоре включает в себя удельные работы (напоры) динамического и статического сжатия. Аналогично, удельная работа расширения в турбине складывается из динамической и статической составляющей.

Соотношение между статическим и динамическим работами сжатия/расширения в РК зависит от его конструктивных особенностей (геометрии) и характеризует не только процесс преобразования механической энергии в рабочем колесе, но и эффективность работы в целом ступени (рабочее колесо + неподвижные элементы) [3, 30].

Соотношение между статическим и динамическим работами сжатия/расширения в рабочем колесе определяется *кинематической степенью реактивности* $\rho_{ст}$. Она представляет собой отношение изменения потенциальной энергии, к удельной работе подведенной или отведенной в РК.

$$\rho_{ст} = \frac{L_{стат}}{L_T} = \frac{L_T - L_{дин}}{L_T} = 1 - \frac{L_{дин}}{L_T} \quad (6.1)$$

Рассмотрим осевую турбомашину ($u_1 = u_2$). Пологая, что $c_{1a} = c_{2a}$ и $c_1 = c_3$, преобразуем формулу 6.1 с учетом 7.22, 7.23, 7.24 (лекция 7), формулы 5.15 из лекции 5 и рисунка 6.6.

Для компрессора:



$$\rho_{\text{ст}} = 1 - \frac{L_{\text{дин}}}{L_T} = 1 - \frac{c_2^2 - c_1^2}{2 \cdot (u_2 c_{2u} - u_1 \cdot c_{1u})} \quad (6.2)$$

$$\rho_{\text{ст}} = 1 - \frac{c_{2u}^2 + c_{2a}^2 - c_{1u}^2 - c_{1a}^2}{2 \cdot (u_2 c_{2u} - u_1 \cdot c_{1u})} = 1 - \frac{c_{2u}^2 - c_{1u}^2}{2 \cdot (u_2 c_{2u} - u_1 \cdot c_{1u})} \quad (6.3)$$

$$\rho_{\text{ст}} = 1 - \frac{(c_{2u} - c_{1u})(c_{2u} + c_{1u})}{2 \cdot u \cdot (c_{2u} - c_{1u})} = 1 - \frac{(c_{2u} + c_{1u})}{2 \cdot u} \quad (6.4)$$

$$\rho_{\text{ст}} = 1 - \frac{(c_{1u} + \Delta c_u + c_{1u})}{2 \cdot u} = 1 - \frac{c_{1u}}{u} - \frac{\Delta c_u}{2 \cdot u} = 1 - \frac{c_{1u}}{u} - \frac{1}{2} \frac{L_T}{u^2} \quad (6.5)$$

Аналогичное выражение можно получить для турбины:

$$\rho_{\text{ст}} = 1 - \frac{L_{\text{дин}}}{L_T} = 1 - \frac{c_1^2 - c_2^2}{2 \cdot (u_1 c_{1u} + u_2 \cdot c_{2u})} \quad (6.6)$$

$$\rho_{\text{ст}} = 1 - \frac{c_{1u}^2 + c_{1a}^2 - c_{2u}^2 - c_{2a}^2}{2 \cdot (u_1 c_{1u} + u_2 \cdot c_{2u})} = 1 - \frac{c_{1u}^2 - c_{2u}^2}{2 \cdot (u_1 c_{1u} + u_2 \cdot c_{2u})} \quad (6.7)$$

$$\rho_{\text{ст}} = 1 - \frac{(c_{1u} - c_{2u})(c_{1u} + c_{2u})}{2 \cdot u \cdot (c_{1u} + c_{2u})} = 1 - \frac{(c_{1u} - c_{2u})}{2 \cdot u} \quad (6.8)$$

$$\rho_{\text{ст}} = 1 - \frac{(\Delta c_u - c_{2u} - c_{2u})}{2 \cdot u} = 1 + \frac{c_{2u}}{u} - \frac{\Delta c_u}{2 \cdot u} = 1 + \frac{c_{2u}}{u} - \frac{1}{2} \frac{L_T}{u^2} \quad (6.9)$$

Из уравнений 6.5 и 6.9 видно, что величина степени реактивности устанавливает связь входной/выходной закрутки (окружной проекции абсолютной скорости) с окружной скоростью u (коэффициентом напора/нагрузки L_T/u^2) [5].



Как следует из физического смысла, степень реактивности $\rho_{ст}$ может принимать значения от 0 до 1. По величине $\rho_{ст}$ ступени турбомашин делятся на три группы [1, 3, 30, 7, 17, 20, 36]:

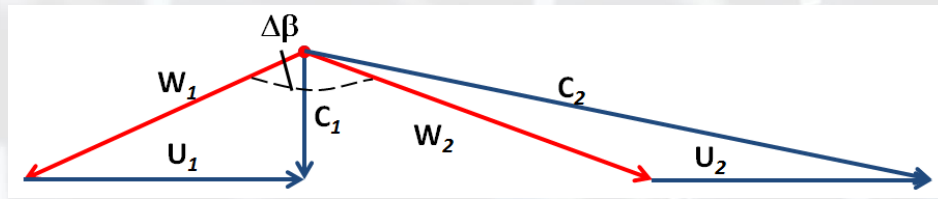
- ступени, у которых $\rho_{ст} = 0$, называются активными;
- ступени, у которых $\rho_{ст} = 1$, называются чисто реактивными;
- ступени, у которых $1 > \rho_{ст} > 0$, называются реактивными.

Ниже дается обобщенный анализ рабочего процесса ступеней турбомашин с различным значением степени реактивности [1, 3, 6, 7].

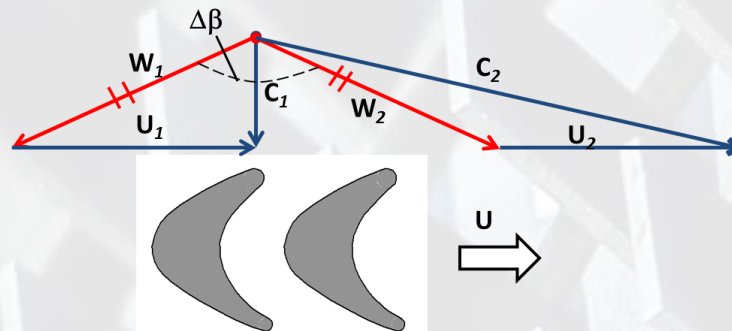
Для активной турбомашин ($\rho_{ст} = 0$) передача энергии от колеса к рабочему телу приводит только к изменению его кинетической энергии, подсчитанной по абсолютной скорости. Планы скоростей для этого случая, на примере осевых компрессора и турбины, показаны на рисунках 6.1, б и 6.2, б. Для таких РК относительные скорости на входе и выходе равны между собой $w_1 = w_2$. Это достигается за счет того, что межлопаточный канал РК имеет постоянную площадь проходного сечения. При этом рабочая лопатка имеет угол установки $\gamma = 90^\circ$ и является симметричной относительно середины ЛВ.

Основное достоинство активных турбомашин заключается в том, что они позволяют реализовать высокие коэффициенты напора (это сокращает число ступеней и дает некоторые преимущества в связи с быстрым снижением температуры), пониженные потери в случае, если турбина парциальная, а также обеспечивает получение минимальной осевой силы, действующей на ротор.

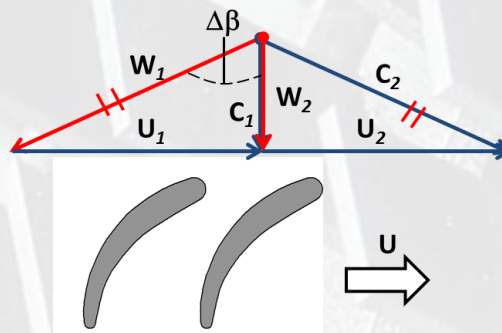




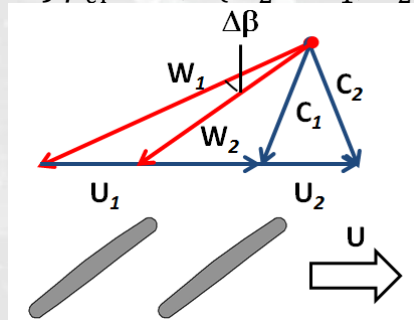
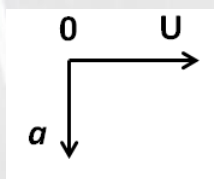
а) $\rho_{ст} < 0$ ($w_2 > w_1$)



б) $\rho_{ст} = 0$ ($w_2 = w_1$)



в) $\rho_{ст} = 0,5$ ($w_2 = c_1$; $c_2 = w_1$)



г) $\rho_{ст} = 1$ ($c_1 = c_2$)

Рисунок 6.1 – Планы скоростей и формы лопаток компрессора в зависимости от степени реактивности $\rho_{ст}$ [6]

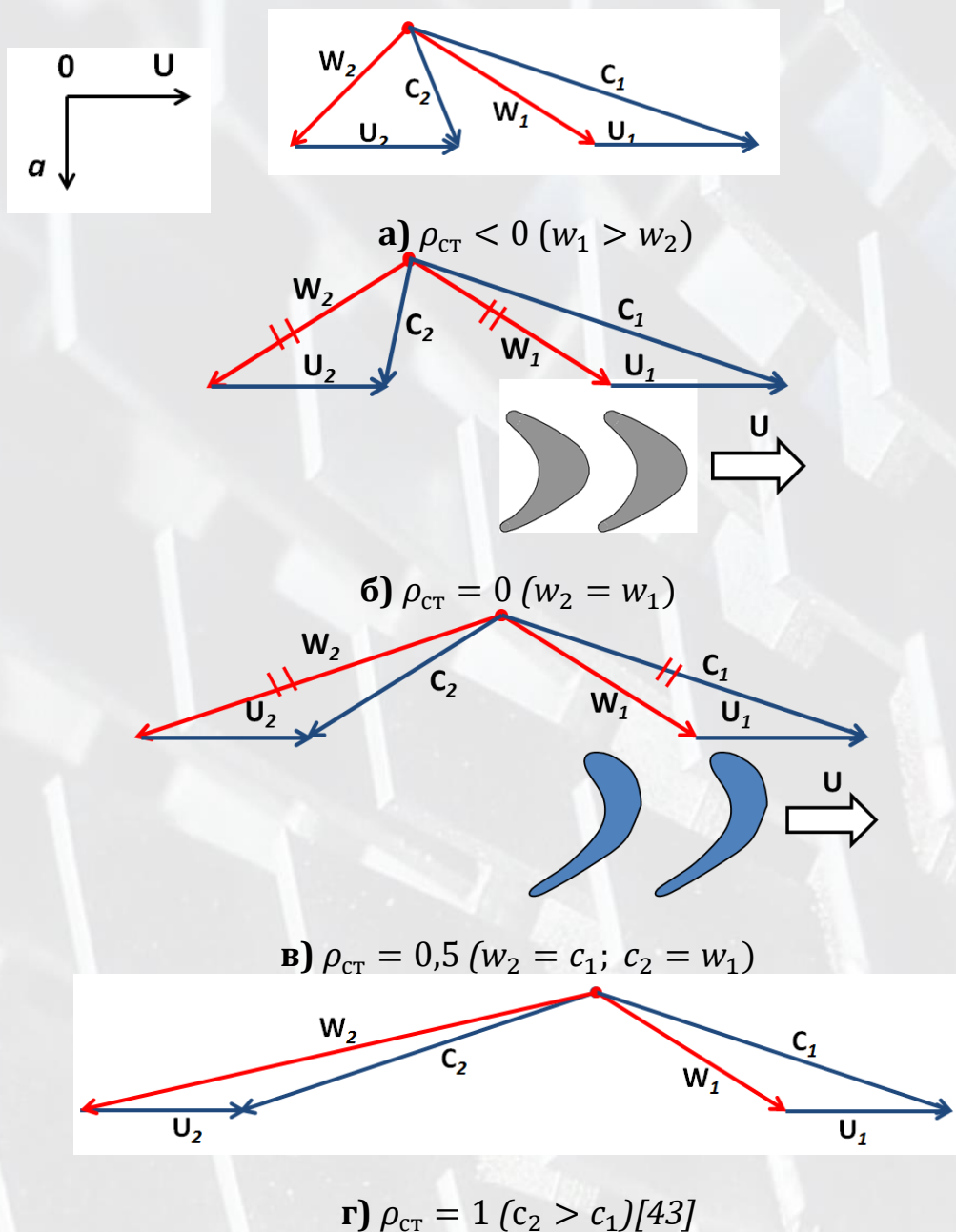


Рисунок 6.2 - Планы скоростей и формы лопаток турбины в зависимости от степени реактивности $\rho_{ст}$ [6,43]

Поскольку в РК таких турбомашин изменения давления не происходит, то все сжатие (для компрессоров) или расширение (для турбин) происходит в неподвижных элементах (НА и СА). Достижение увеличенной степени повышения давления в НА осу-

ществляется за счет увеличения степени диффузорности, что приводит к повышенным потерям там. Аналогично, в СА турбины необходимость полного расширения приводит к появлению больших сверхзвуковых скоростей в межлопаточных каналах и повышенных потерь.

Сравнение свойств активной и реактивной ступеней турбин представлено в таблице 6.1.

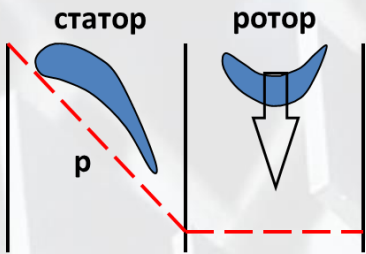
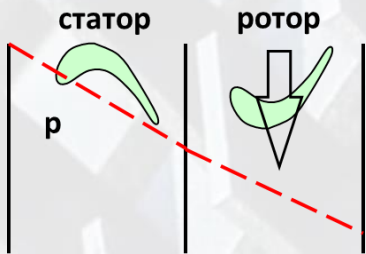
Планы скоростей при $\rho_{ст} = 0,5$ показаны на рисунках 6.1,в и 6.2,в. В них имеет место одинаковые уровни изменения скоростей в неподвижных элементах и РК и, как следствие, умеренный уровень потерь энергии. В ступенях с $\rho_{ст} = 0,5$ профили лопаток РК и НА (СА) одинаковы по форме и представляют собой зеркальное отображение друг друга. Сравнение свойств активной и реактивной ступеней турбин представлено в таблице 6.1.

Неподвижные элементы в чисто реактивных ступенях служат лишь для изменения направления абсолютной скорости потока. Причем изменение величины скорости в них не происходит. Неподвижные лопатки имеет одинаковое проходное сечение. Угол установки профилей составляет $\gamma=90^\circ$. Лопатка является симметричной относительно середины ЛВ. Таким образом, в активных $\rho_{ст} = 0$ и чисто реактивных $\rho_{ст} = 1$ ступенях профили лопаток РК и неподвижных элементов по форме похожи друг на друга.

Чисто реактивные ступени обеспечивают небольшие значения коэффициента напора. Увеличение значения L_t/u_2 достигается за счет введения отрицательной закрутки на входе в ступень.



Таблица 6.1 – Сравнение свойств активной и реактивной ступеней турбин [4]

	Активная	Реактивная
Расширение		
Площадь межлопаточного канала ротора	Постоянна	Изменяется
Работа с парциальными турбомашинами	Возможна	Только не парциальные
Удельная работа, реализуемая в одной степени при одинаковой u	Больше	Меньше
Число ступеней	Меньше	Больше
Поворот потока	Существенный	Умеренный
Скорость потока	Высокая, часто сверхзвуковая	Умеренная
Осевая составляющая газодинамической силы	Низкая	Высокая

Следует отметить, что степень реактивности может принимать значения, выходящие за границы диапазона $[0;1]$. При отрицательной степени реактивности ($\rho_{ст} < 0$) в РК изменение давления происходит противоположно тому, что должно иметь место в турбомашине (в компрессоре – снижается, в турбине – растет) (рисунки 6.1,а и 6.2,а). В результате в неподвижных элементах интенсивность изменения давления и дополнительные потери энергии увеличиваются, по сравнению с активными ступенями $\rho_{ст} = 0$.

При $\rho_{ст} > 1$ в неподвижных элементах изменение давления происходит противоположно тому, что должно иметь место в турбомашине (в компрессоре – снижается, в турбине – растет). В результате в РК интенсивность изменения давления и дополнительные потери энергии увеличиваются, относительно активных ступеней $\rho_{ст} = 1$.

Влияние степени реактивности на форму лопаток турбомашин, при условии осевого входа и выхода из ступени, показано на рисунках 6.3 и 6.4.

Резюмируя приведенный выше анализ рабочего процесса ступеней турбомашин с различными степенями реактивности $\rho_{ст}$ можно сделать следующие выводы.

1. Меньшим степеням реактивности соответствуют большие удельные работы. Наличие закрутки на входе или выходе из РК позволяет несколько увеличить или уменьшить величину передаваемой работы [6].
2. Если, например, на выходе из компрессора требуется только кинетическая энергия потока (например, для вентилятора), то целесообразно применять лопаточные



машины с маленькой степенью реактивности. Если же на выходе требуется в основном потенциальная энергия (высокие давления), то следует предпочитать турбомашины с увеличенной степенью реактивности [6].

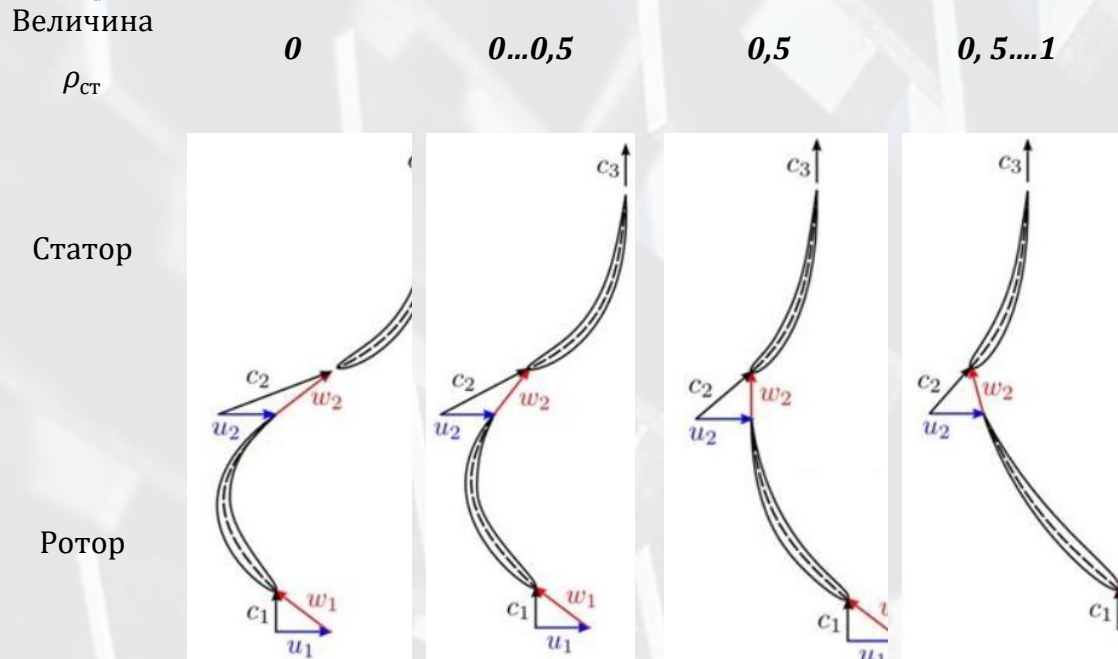


Рисунок 6.3 – Сравнение форм лопаток компрессора с различной реактивностью [4]

- Для активных ступеней ($\rho_{ст} = 0$) характерны минимальные потери в РК и существенные потери энергии в неподвижных элементах. Для чисто реактивных ступеней $\rho_{ст} = 1$ характерны минимальные потери в неподвижных элементах и существенные потери энергии в РК. Таким образом, с ростом степени реактивности $\rho_{ст}$ потери в неподвижных элементах снижаются, а в РК растут. На величину суммарных гидравлических потерь в ступени действуют два противоположных фактора, и



Рисунок 6.4 – Сравнение форм лопаток турбины с различной реактивностью [4]

Как видно из рисунка 6.1, в, в осевом компрессоре при степени реактивности равной $\rho_{ст} = 0,5$ имеет место значительный угол поворота потока $\Delta\beta$, что может стать причиной дополнительных потерь. Поэтому в ступенях осевого компрессора на практике чаще применяются повышенные степени реактивности $\rho_{ст} = 0,55...0,7$. В современных авиационных турбинах находят применение, в основном, реактивные ступени, в которых $\rho_{ст}$ изменяется в пределах $0,25...0,5$.

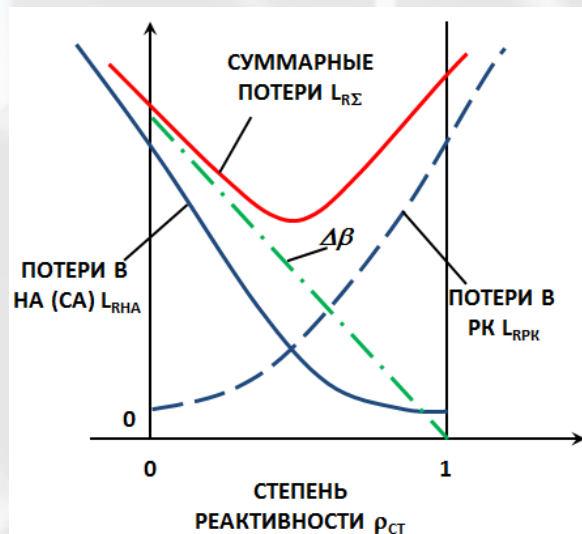


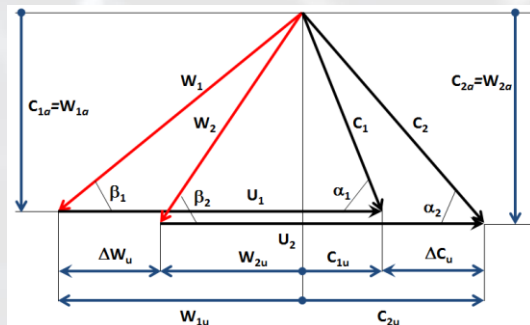
Рисунок 6.5 – Изменение уровня потерь в элементах турбомашин в зависимости от степени реактивности $\rho_{ст}$

6.2 ПЛАНЫ СКОРОСТЕЙ

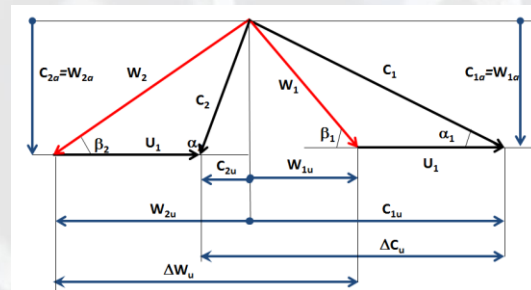
Для осевых турбомашин входной и выходной треугольники скоростей (рисунок 5.3, лекция 5) часто объединяют на одном рисунке, получая *план скоростей*. Существует два подхода к построению плана скоростей. В российской школе турбомашиностроения [1, 6, 7, 10, 17, 36] входной и выходной треугольники объединяются вершинами, в английской и американской школах [4, 5, 13, 12, 15] – по основанию (рисунок 6.6).

Треугольники и планы скоростей имеют большое значение, поскольку позволяют наглядно изобразить наиболее важные кинематические параметры ЛМ. Также, по ним легко в первом приближении представить форму лопатки. Кроме отмеченных параметров, в треугольниках часто отмечают осевую и окружную составляющие скоростей ($c_{ai}, c_{ui}, w_{ai}, w_{ui}$), определяющие расход рабочего тела G_b и работу ступени L .

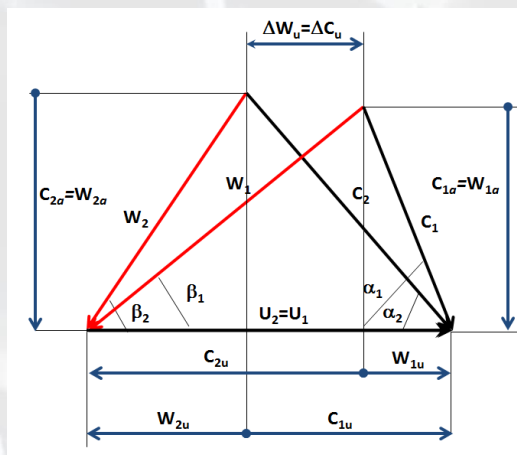
Вариант №1
(для компрессора)



Вариант №1
(для турбины)



Вариант №2
(для компрессора)



Вариант №2
(для турбины)

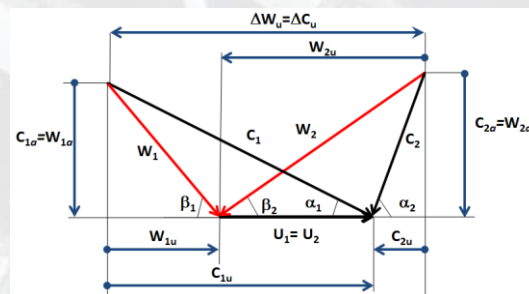


Рисунок 6.6 – Планы скоростей ступеней турбомашин

6.2.1 РАБОТА С ПЛАНом СКОРОСТЕЙ

Работа с треугольниками скоростей не сложна. В случае осевых участков турбомашин (осевые турбомашин, вход в центробежную машину) она подчиняется нескольким правилам [7]:

1. На расчетном режиме входной лопаточный угол ($\beta_{1л}$ для РК; $\alpha_{0л}$ – для СА; $\alpha_{2л}$ – для НА) близок к углу потока на входе в венец (β_1 ; α_0 ; α_2 соответственно). Лопаточные венцы специально проектируются так, поскольку это

- позволяет минимизировать потери, связанные с отрывом потока.
2. Направление потока, движущегося в канале или выходящего из канала, определяется направлением поверхностей этого канала с учётом угла отставания потока δ . На всех режимах выходной лопаточный угол осевых лопаточных машин ($\beta_{2л}$ для РК; $\alpha_{1л}$ – для СА; $\alpha_{3л}$ – для НА) незначительно отличается от угла выхода потока из венца (β_2 , α_1 , α_3 соответственно). Реальный угол выхода потока отличается от лопаточного угла на величину угла δ . Однако на большинстве эксплуатационных режимов его величина для осевых участков не велика, и можно принять, что $\beta_{2л} \approx \beta_2$. Для центробежных машин (выход из центробежного компрессора) величина угла отставания потока значительна, и ее необходимо учитывать.
 3. Направление скоростей c_1 и w_2 практически не меняется с изменением режима работы ЛМ, если это не оговорено особо. Изменяется только величина скорости. Это происходит потому, что направление указанных скоростей определяется геометрией предыдущих венцов или подводящего канала.
 4. Величина расхода воздуха через ЛМ G определяется осевой составляющей скорости $c_{ai} = w_{ai}$ (радиальной r – для радиальных участков) (см. раздел 5.1). Если расход меняется, то меняется и осевая составляющая скорости. Увеличение расхода приводит к росту скорости и наоборот.



5. Окружная скорость u_i при неизменных размерах ЛМ зависит только от частоты вращения ротора n и меняется только в том случае, если изменяется частота вращения. Направление скорости u_i не меняется никогда.

Пример №1. Необходимо изобразить треугольники скоростей на входе и выходе, соответствующий изображенному профилю рабочей лопатки осевой турбины (рисунок 6.7) на расчетном режиме. Величину окружной скорости на входе и выходе принять равной и вдвое большей величины осевой скорости. Величину осевой скорости вдоль проточной части ЛВ также считать неизменной.

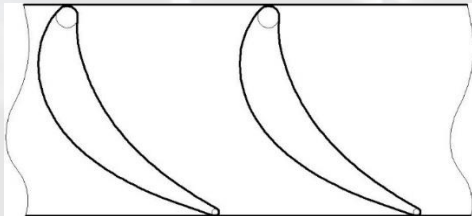


Рисунок 6.7 – К примеру №1

Построение треугольников скоростей на расчетном режиме по имеющемуся профилю производится в следующей последовательности.

1. Строится средняя линия профиля, к которой проводятся касательные в месте пересечения с входной и выходной кромками. Они пересекают фронт решетки под углами $\beta_{1л}$ и $\beta_{2л}$ (рисунок 6.8).

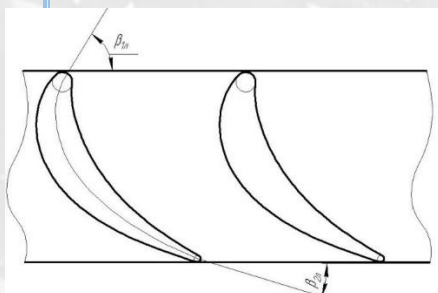


Рисунок 6.8 – Первый этап построения треугольников скоростей

2. Как известно из правил работы с треугольниками скоростей, для осевых турбомашин угол выхода потока β_2 приблизительно равен лопаточному углу $\beta_{2л}$, а входной угол потока β_1 приблизительно равен лопаточному углу $\beta_{1л}$ только на расчетном режиме. Поэтому перед входным фронтом решетки и за выходным фронтом решетки выбираются произвольные точки А и Б. Из них проводятся вертикальные прямые, а также прямые под углами $\beta_{1л}$ и $\beta_{2л}$ (рисунок 6.9).

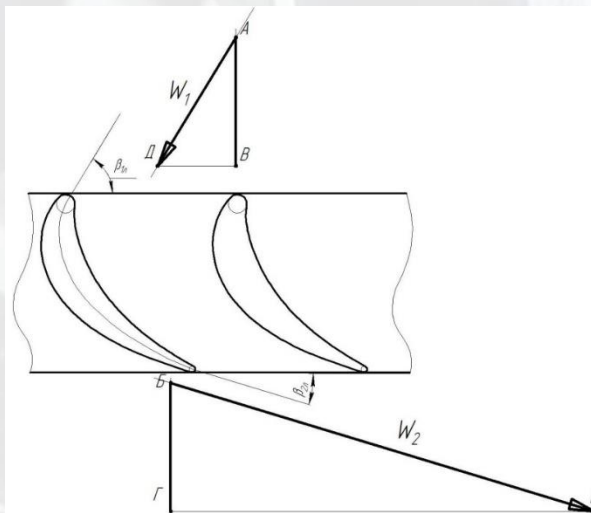


Рисунок 6.9 – Второй этап построения треугольников скоростей

3. На вертикальной прямой из принятых точек вниз откладываются отрезки, длина которых равна осевым проекциям векторов осевой скорости. Получаются точки В и Г (рисунок 6.9). В рассматриваемом примере высота треугольников берется произвольно, но равной для обоих отрезков (АВ и БГ).

4. Из точек В и Г проводится горизонтальные линии до пересечения с наклонными прямыми. Точки пересечения прямых (Д и Е) отсекут на наклонных линиях вектора относительных скоростей w_1 и w_2 (рисунок 6.9).

5. От точек Д и Е в направлении вращения (для турбины - в сторону спинки, на рисунке 6.9- горизонтально налево) откладываются горизонтальные отрезки, длина которых равна величине вектора окружной скорости u . В рассматриваемом примере она вдвое больше осевой скорости (вертикальных отрезков). В результате получают точки Ж и З (рисунок 6.10). Их следует соединить с начальными точками (А и Б) и таким образом замкнуть треугольники скоростей (рисунок 6.10).

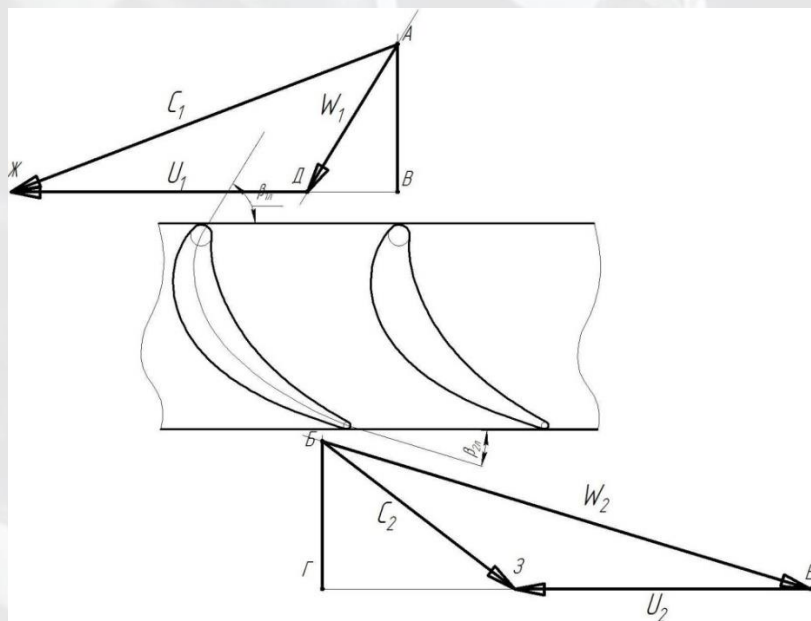


Рисунок 6.10– Завершающий этап построения треугольников скоростей

Пример №2. Необходимо выполнить эскиз рабочей лопатки компрессора, соответствующей приведенному плану скоростей на расчетном режиме (рисунок 6.11).

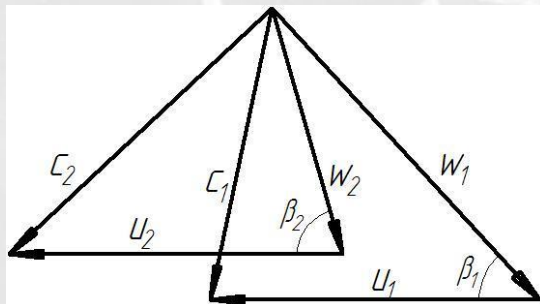


Рисунок 6.11 – К примеру №2

1. Ниже плана скоростей проводятся две горизонтальные линии, обозначающие входной и выходной фронт решетки. Расстояние между ними равно ширине венца. В первом приближении она может быть взята произвольно.
2. Проводятся две прямые под углами β_1 и β_2 таким образом, чтобы точка их пересечения находилась между горизонтальными линиями приблизительно посередине. Прямая под углом β_1 пересекает входной (верхний) фронт в точке А, а вторая линия пересекает нижний фронт в точке Б.
3. Проводится кривая АБ для которой две прямые построенные ранее будут касательными в точках А и Б. Эта линия образует в первом приближении среднюю линию профиля.
4. Опираясь на среднюю линию профиля нужно сформировать эскиз профиля лопатки (рисунок 6.12).

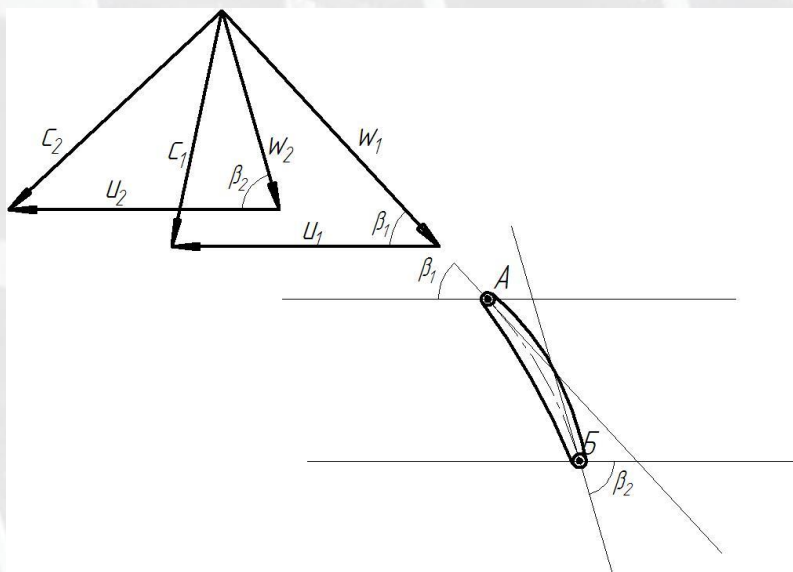


Рисунок 6.12 – Выполнение примера №2

Пример №3. Как изменится изображенный на рисунке 6.13 план скоростей ступени осевой турбины при увеличении расхода рабочего тела на 20%, при прочих неизменных условиях.

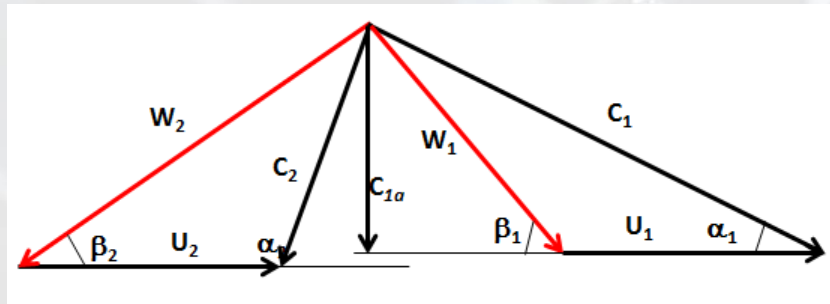
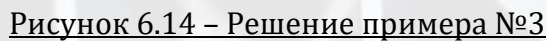


Рисунок 6.13 – К примеру №3

Как было отмечено в правилах построения треугольников скоростей, расход рабочего тела для осевых турбомашин определяется осевой составляющей скорости $c_{ai} = w_{ai}$. Поэтому с увеличением G_v величина c_{1a} растет практически пропорционально ему (на 20%). При этом направление вектора c_1 остается неизменным, поскольку оно определяется лопаточным углом предыдущего венца, который не меняется. Зная направление вектора и его осевую проекцию, легко найти значение скорости c_1 , соответствующее увеличенному расходу рабочего тела. Учитывая, что окружная скорость не меняется ($u_1 = const$), легко найти и скорость потока на входе в РК в относительном движении w_1 . Руководствуясь аналогичными соображениями, строится и второй треугольник скоростей. При этом следует учесть, что не меняется направление скорости w_2 , которое определяется лопаточным углом $\beta_{2л}$. Результат построения показан на рисунке 6.14.

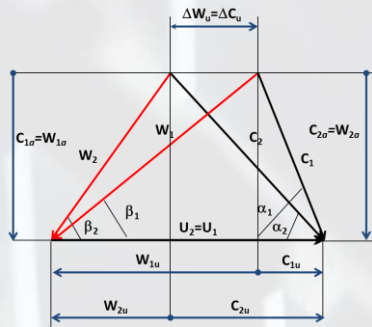


6.2.2 БЕЗРАЗМЕРНЫЕ ПАРАМЕТРЫ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА

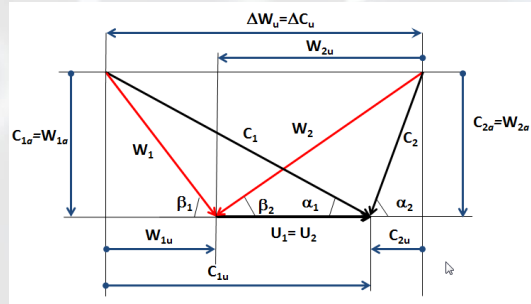
Анализируя сказанное ранее, можно заключить, что если инженеру - проектировщику известен план скоростей турбомашин, то он фактически обладает полной информацией о ее рабочем процессе. Действительно, в плане содержится информация об уровне скоростей, углах потока (что фактически определяет форму лопатки), расходе рабочего тела G , удельной теоретической работе (напоре) L_T и, как будет показано далее, эффективности ступени η .

Таким образом, при проектировании или анализе рабочего процесса турбомашины важнейшей задачей является получение (расчет) плана скоростей. Рассмотрим сколько и каких переменных необходимо, чтобы полностью описать его и, следовательно, рабочий процесс ступени.

Рассмотрим планы скоростей осевых турбомашин, в которых рабочее тело движется параллельно оси вращения ($D_1 = D_2$, как следствие, $u_1 = u_2$) и осевая скорость является неизменной $c_{1a} = c_{2a}$ (рисунок 6.15). Все элементы плана скоростей разделим на величину окружной скорости u , получив, таким образом, безразмерные планы скоростей (рисунок 6.16). Нетрудно заметить, что безразмерные планы геометрически подобны исходным.

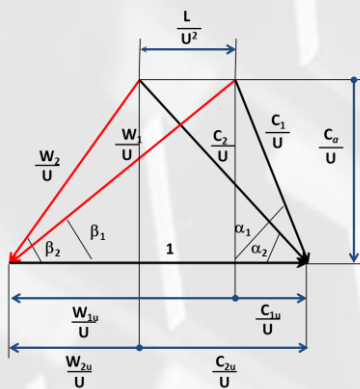


Осевой компрессор

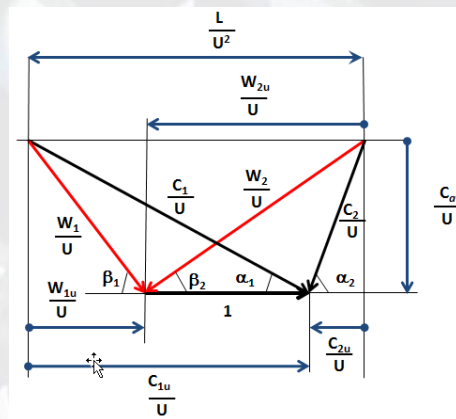


Осевая турбина

Рисунок 6.15 – Планы скоростей осевых турбомашин



Осевой компрессор



Осевая турбина

Рисунок 6.16 – Безразмерные планы скоростей осевых турбомашин

Как видно из рисунка 6.16, безразмерный план скоростей представляет собой трапецию, причем размер ее нижнего основания известен (равен 1). Для того, чтобы полностью описать форму плана при принятых допущениях, необходимо знать: размер верхнего основания трапеции, ее высоту и позицию верхнего основания относительно нижнего.

Как видно из рисунка 6.17 верхнее основание трапеции равно $\frac{L}{u^2}$. Данная величина называется *коэффициентом напора* для компрессора, а для турбины – *коэффициент нагрузки*. Высота трапеции задается параметром C_a/u , который называется *коэффициент расхода*. Положение нижнего основания относительно верхнего



может быть найдено из формулы для степени реактивности (формулы 6.5 и 6.9):

$$\rho_{\text{ст}} = 1 - \frac{c_{1u}}{u} - \frac{\Delta c_u}{2 \cdot u} = 1 - \frac{c_{1u}}{u} - \frac{1}{2} \frac{L}{u^2} \quad (6.10\text{к})$$

$$\rho_{\text{ст}} = 1 + \frac{c_{2u}}{u} - \frac{\Delta c_u}{2 \cdot u} = 1 + \frac{c_{2u}}{u} - \frac{1}{2} \frac{L}{u^2} \quad (6.10\text{т})$$

Таким образом, для того, чтобы при принятых допущениях задать план скоростей, и описать рабочий процесс ступени турбомашины, необходимо знать три параметра:

$\psi = \frac{L}{u^2}$ – коэффициент напора;

$\varphi = \frac{c_a}{u}$ – коэффициент расхода;

$\rho_{\text{ст}}$ – степень реактивности.

Изменение плана скоростей турбомашины при изменении одного из указанных основных параметров рабочего процесса показано в таблице 6.2.

Их достаточно, чтобы вычислить все элементы безразмерного плана скоростей, включая углы потока. При отказе от принятых допущений, к указанному списку добавляется еще два параметра: отношение диаметров на входе и выходе из РК D_1/D_2 (фактически – форма проточной части) и коэффициент изменения меридиональной составляющей скорости c_{1a}/c_{2a} . Ступени с одинаковыми значениями указанных переменных имеют подобные планы скоростей (соблюдается условие кинематического подобия).



Таблица 6.2 – Влияние изменения основных параметров рабочего процесса турбомашины на форму плана скоростей

	Низкий	Большой
Коэффициент напора (нагрузки)		
Коэффициент расхода $\varphi = \frac{c_a}{u}$		
	Компрессор	Турбина
Увеличение степени реактивности $\rho_{ст}$		
	Исходный план	Увеличенная степень реактивности

Коэффициент напора представляет собой отношение напора к квадрату характерной окружной скорости:

$$\psi = \frac{L}{u_x^2} \quad (6.11)$$

где L - напор или удельная работа, Дж/кг;

u_x – характерная окружная скорость, м/с.



В качестве характерной окружной скорости выбираются [3]:

- для центробежных компрессоров – u_2 (окружная скорость на внешнем диаметре колеса D_2);
- для осевых компрессоров – u_k (окружная скорость на периферийном диаметре D_k) или u_{cp} (окружная скорость на среднем диаметре D_{cp}).

В зависимости от того, какой вид удельной работы используется, в числителе формулы 6.11 различают различные коэффициенты напора:

- коэффициент теоретического напора:

$$\psi_T = \frac{L_T}{u_x^2} \quad (6.12)$$

- коэффициент внутреннего напора:

$$\psi_i = \frac{L_i}{u_x^2} \quad (6.13)$$

Для ступени осевого компрессора $u_1 = u_2$, поэтому коэффициент теоретического напора равен:

$$\psi_T = \frac{L_T}{u_{cp}^2} = \frac{c_{2u}u_2 - c_{1u}u_1}{u_{cp}^2} = \frac{c_{2u} - c_{1u}}{u} = \frac{w_{1u} - w_{2u}}{u} \quad (6.14)$$

Из планов скоростей (рисунок 6.15) следует, что $w_{2u} = c_a \operatorname{ctg} \beta_2$ и $w_{1u} = c_a \operatorname{ctg} \beta_1$, тогда

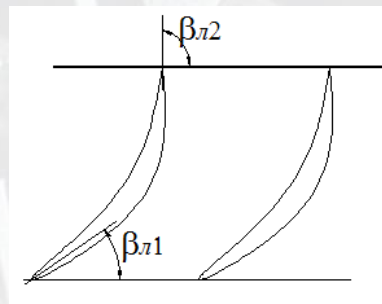
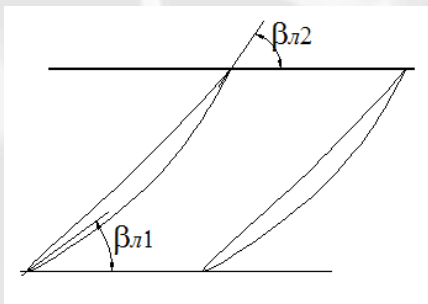
$$\psi_T = \frac{c_a(\operatorname{ctg} \beta_1 - \operatorname{ctg} \beta_2)}{u} \quad (6.15)$$



Обозначив, $\varphi = c_a/u$ – коэффициент расхода, получим:

$$\psi_T = \varphi(ctg\beta_1 - ctg\beta_2) \quad (6.16)$$

Из формулы 6.16 следует, что если увеличивать разницу ($\beta_1 - \beta_2$), то будет увеличиваться разность ($ctg\beta_1 - ctg\beta_2$) и, как следствие ψ_T . Таким образом, в рабочем колесе, имеющим сильно изогнутые лопатки, создается большой напор (рисунок 6.17) [3]. Данное утверждение справедливо как для компрессора, так и для турбины.



Низкий коэффициент напора

Высокий коэффициент напора

Рисунок 6.17 – Влияние коэффициента теоретического напора на форму лопаток [3]

Типовые значения коэффициента напора составляют [5]:

- для осевой турбины ГТД – $\psi_T = 1,5 \dots 4,5$;
- для реактивной паровой турбины – $\psi_T = 1,0 \dots 1,2$;
- для активной паровой турбины – $\psi_T = 1,5 \dots 2,0$;
- для осевого компрессора – $\psi_T = 0,25 \dots 0,5$;
- для радиальной турбины – $\psi_T = 0,9 \dots 1,2$;
- для радиального компрессора – $\psi_T = 0,6 \dots 0,9$.

Для насосов коэффициент напора записывается в несколько ином виде [6]:

$$\psi = \frac{L}{\omega^2 D_2^2} \quad (6.17)$$

Отношение расходной составляющей скорости в заданном сечении к характерной окружной скорости называется коэффициентом расхода [3, 6]:

$$\varphi = \frac{c_m}{u_x} = \frac{V}{Fu_x} \quad (6.18)$$

Типовые значения коэффициента расхода составляют [5, 73]:

- для осевой турбины ГТД – $\varphi = 0,3 \dots 1,2$ (меньшие значения характерны для ТВД, большие для ТНД);
- для осевого компрессора стационарной ГТУ – $\varphi = 0,4 \dots 0,8$;
- для осевого компрессора авиационного ГТД – $\varphi = 0,6 \dots 0,9$.

Для насосов коэффициент расхода записывается в следующем виде:

$$\varphi = \frac{V}{\omega D_2^3} \quad (6.19)$$

Помимо коэффициентов расхода φ , которые вместе с коэффициентами теоретического напора ψ_t определяют кинематику потока в ступени (ступени с одинаковыми φ и ψ_t имеют подобные



треугольники скоростей), на практике часто пользуются условным коэффициентом расхода Φ , представляющим собой отношение условной скорости к характерной окружной скорости [3]:

$$\Phi = \frac{c_{\text{усл}}}{u_x} \quad (6.20)$$

где $c_{\text{усл}} = V_n / F_{\text{ом}}$ – условная скорость;

V_n – объемный расход на входе в ступень, определенный по условиям всасывания (p_n и T_n);

$F_{\text{ом}}$ – ометаемая площадь, м^2 :

– для осевых компрессоров:

$$F_{\text{ом}} = \frac{\pi D_k^2}{4} \quad (6.21)$$

– для центробежных компрессоров:

$$F_{\text{ом}} = \frac{\pi D_2^2}{4} \quad (6.22)$$

Условный коэффициент расхода связывает производительность ступени с ее геометрическими размерами. Чем больше условный коэффициент расхода Φ , тем при меньших геометрических размерах ступени обеспечивается заданная производительность.

Для центробежного компрессора справедливо следующее соотношение:



$$\Phi = \frac{4V_H}{\pi D_2^2 u_2} \quad (6.23)$$

Критерий n_s называется *коэффициентом быстроходности* [6, 30]. Это частота вращения модельного насоса, геометрически подобного натурному, с такими же, как и у натурального, значениями гидравлического и расходного КПД, который выдаёт напор 1 м и имеет полезную мощность в одну лошадиную силу $N = 1 \text{ л. с.} = 75 \frac{\text{кг} \cdot \text{м}}{\text{с}}$ при работе на воде [30]. Он представляет собой отношение:

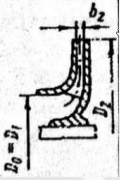
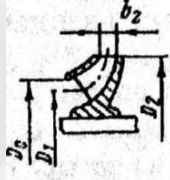
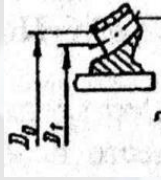
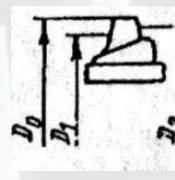
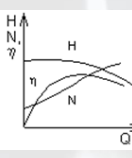
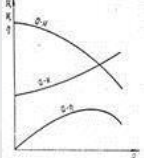
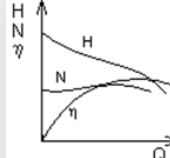
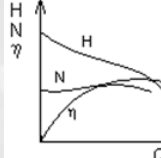
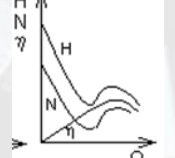
$$n_s = \left(\frac{\varphi^2}{\psi^3} \right)^{1/4} \quad (6.24)$$

$$n_s = 193,3 \omega \frac{\sqrt{V}}{L^{3/4}} \quad (6.25)$$

С помощью коэффициента быстроходности n_s можно оценить у вновь проектируемого насоса уровень потерь, КПД, соотношение геометрических параметров. При разных абсолютных значениях расходов V , напоров L и частот вращения n , равенство n_s обуславливает одинаковые геометрические соотношения размеров колёс насосов. С его помощью можно приблизительно охарактеризовать форму меридионального сечения колеса (таблица 6.3).



Таблица 6.3 – Влияние коэффициента быстроходности на параметры насоса [6]

	Центробежные			диагональное	осевое
	тихоходное	нормальное	быстроходное		
Вид меридионального сечения					
Характеристики					
Коэффициент быстроходности n_s	40...80	80...140	140...300	300...500	600...1800
Отношение D_0/D_2	0,4	0,5	0,55...0,7	0,8...0,9	1,2...1,6