

Лекция 10

ОСНОВЫ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ЛОПАТОЧНЫХ МАШИН

Принцип действия компрессора



Курс

ОСНОВЫ ЛОПАТОЧНЫХ МАШИН



САМАРСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
SAMARA UNIVERSITY

10 ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ СТУПЕНИ КОМПРЕССОРА

Компрессор (рисунок 10.1) – устройство, предназначенное для непрерывного сжатия рабочего тела до требуемого уровня повышения давления π_k^* за счет подвода механической энергии L_k к потоку рабочего тела [1, 17].

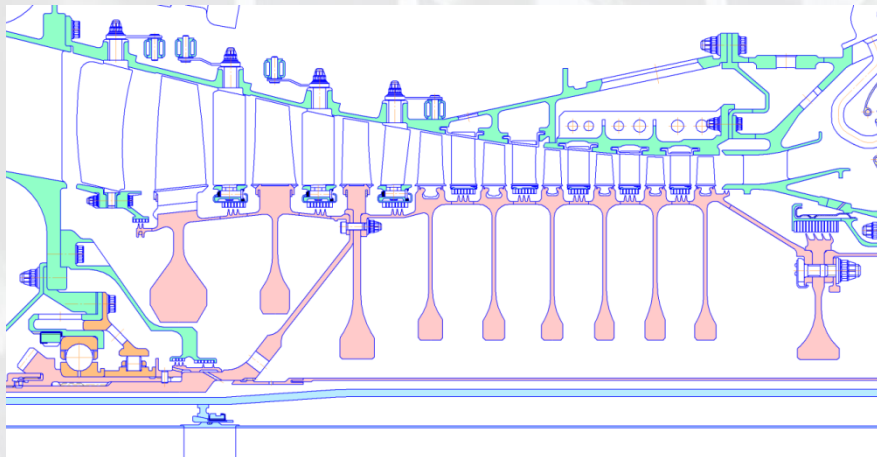


Рисунок 10.1 - Компрессор высокого давления современного ТРДД CFM 56-7 [8]

Как следует из определения, для функционирования компрессора необходим постоянный подвод механической работы извне. Источником энергии обычно являются газовые турбины, электродвигатели и т.п. Однако чаще для этой цели применяются именно турбины, поскольку они способны вырабатывать большую мощность при относительно небольших собственных размерах.

В компрессоре подведенная механическая работа L_k преобразуется в потенциальную энергию сжатого газа. В результате возрастают полные и статические давления (p , p^*) и температура рабочего тела (T , T^*), а также его плотность ρ . Подробно этот процесс будет рассмотрен ниже.

Компрессор обычно является частью ГТУ или ГТД и к нему предъявляются те же требования, что и к двигателю в целом. В частности, компрессор должен быть легким, прочным, надежным, ремонтпригодным, технологичным, дешевым, удобным в эксплуатации, иметь высокий КПД, минимальные габаритные размеры и заданный ресурс τ . Кроме общих требований можно выделить ряд специфических требований, присущих только компрессорам [73]:

- обеспечение заданного расхода рабочего тела G_v ;
- обеспечение заданной степени повышения давления π_k^* ;
- благоприятное протекание характеристик – сохранение высоких значений КПД и обеспечение устойчивой работы (т.е. без помпажа и пульсаций) в широком диапазоне частот вращения ротора;
- обеспечение устойчивой, т.е. без помпажа и пульсаций, работы в широком диапазоне частоты вращения ротора.

В соответствии с ГОСТ 23851-79 "Двигатели авиационные газотурбинные" сечение на входе в РК обозначается индексом 1, на выходе – 2, выход из щелевого диффузора 2' и на выходе из НА – 3 (рисунок 10.2). Индекс 0 используется для обозначения входного сечения ВНА. Для компрессоров ГТД и ГТУ сечение на входе обозначается индексом «в», а на выходе – «к».



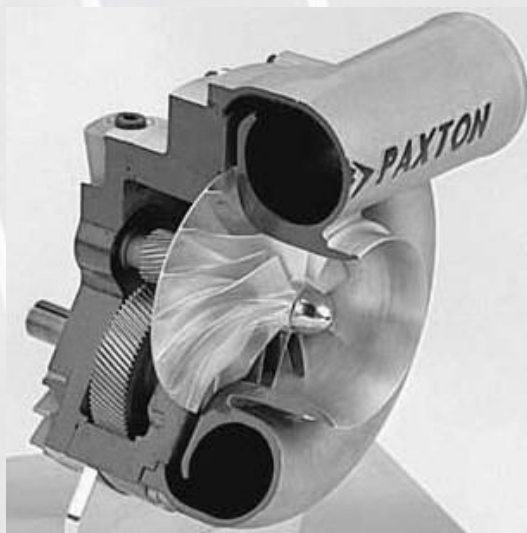


Рисунок 10.2 - Ступень осевого компрессора и номенклатура сечений

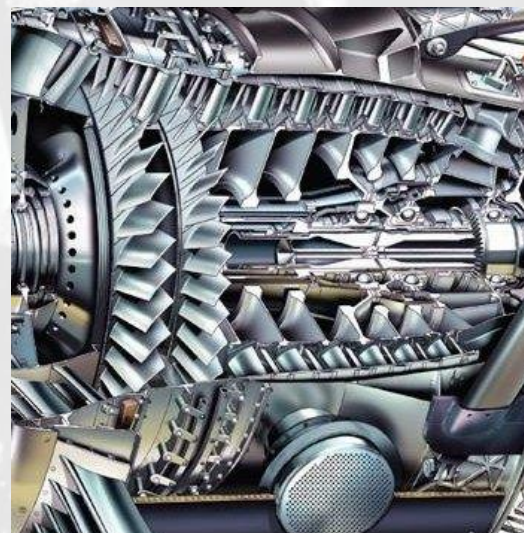
Все существующие компрессоры можно классифицировать по направлению движения рабочего тела и по числу ступеней.

По числу ступеней компрессоры делятся на одно и многоступенчатые (рисунок 10.3).

По направлению движения рабочего тела их можно разделить на три группы: осевые, центробежные и диагональные (рисунок 10.3).



Одноступенчатый
центробежный компрессор



Многоступенчатый осевой
компрессор *Rolls Royce Trent*
900

Рисунок 10.3 - Типы компрессоров [8]

Рассмотрим, как происходит повышение давления рабочего тела в ступени компрессора.

Как было отмечено выше, к компрессору от стороннего источника подводится механическая работа L_k . Согласно уравнению энергии в механической форме в абсолютном движении (уравнению Бернулли) работа, подведенная в РК компрессора, может быть представлена в следующем виде:

$$L_k = \int_1^2 \frac{dp}{\rho} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + L_{r(1-2)} \quad (10.1)$$

Подводимая работа в РК расходуется на:

$\int_1^2 \frac{dp}{\rho} = \frac{k}{k-1} RT_1^* \left(\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)$ - увеличение потенциальной энергии воздуха в РК;

$\frac{c_2^2 - c_1^2}{2}$ - изменение кинетической энергии в РК компрессора;

$L_{r(1-2)}$ - энергия, затрачиваемая на преодоление гидравлических потерь в проточной части РК.

Из уравнения 10.1 следует, что подводимая в РК компрессора механическая энергия L_k расходуется на повышение давления, изменение кинетической энергии потока и преодоление гидравлических потерь. Поскольку основная задача компрессора – сжатие рабочего тела, то второй и третий члены уравнения 10.1 должны быть минимальны. Отсюда также следует, что для того, чтобы подводимая работа L_k максимально расходовалась на повышение давления, потери энергии $L_{r(1-2)}$ должны быть минимальны.



Следует также обратить внимание на другое следствие из уравнения 10.1, которое необходимо для понимания принципа действия компрессора. Уравнение Бернулли для потока несжимаемого ($\rho = const$) идеального газа, движущегося без потерь ($L_r = 0$) и энергообмена ($L_k = 0$), может быть записано в следующем виде:

$$\frac{p}{\rho} + \frac{c^2}{2} = const \quad (10.2)$$

Из этого уравнения следует, что в энергоизолированном течении при увеличении скорости потока c , его давление p падает и наоборот.

Согласно уравнению энергии в механической форме в относительном движении для РК, изменение потенциальной энергии сил давления в компрессоре можно представлять в следующем виде:

$$\int_1^2 \frac{dp}{\rho} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} - L_r \quad (10.3)$$

В этой формуле:

$\frac{u_2^2 - u_1^2}{2}$ - работа по перемещению единицы массы рабочего тела под действием инерционных (центробежных) сил;

$\frac{w_1^2 - w_2^2}{2}$ - изменение кинетической энергии потока в относительном движении.

Как видно из уравнения 10.3 повышение давления в РК компрессора происходит благодаря движению рабочего тела в поле действия инерционных сил (первое слагаемое уравнения 10.3) и



торможения потока в относительном движении (второе слагаемое уравнения 10.3).

Рассмотрим, как описанные выше теоретические знания реализовать в конструкции компрессора.

Для повышения давления с помощью центробежных сил необходимо, чтобы окружная скорость потока на выходе из РК больше, чем на входе $u_2 > u_1$. Поскольку все элементы ротора вращаются с одной угловой скоростью ω , то организовать изменение окружной скорости можно только за счет изменения радиуса течения r . Поток должен входить в РК на малом радиусе, а выходить на большом ($r_2 > r_1$). Именно такая схема течения реализуется в РК центробежных компрессоров (рисунок 10.4).

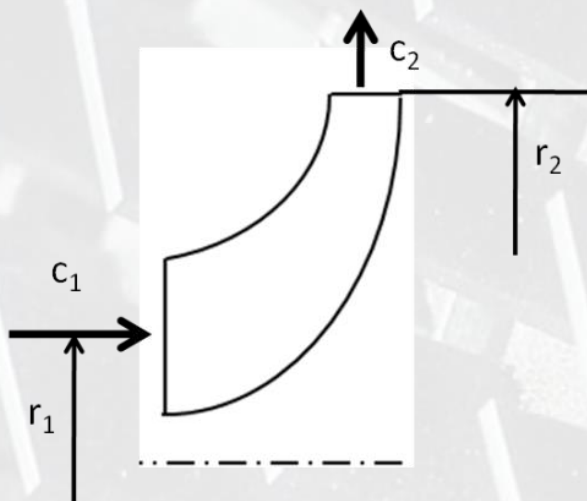


Рисунок 10.4 - Схема течения в РК центробежного компрессора

Поскольку в осевом компрессоре поток движется в направлении параллельном оси вращения РК, то окружная скорость в РК меняется незначительно ($u_2 \approx u_1$). Очевидно, что у таких компрессоров влияние инерционных сил на процесс сжатия минимально, и повышение давления рабочего тела в основном происходит за счет торможения потока в относительном движении. По этой причине

ступень осевого компрессора имеет меньшую степень повышения давления $p_{ст}^*$, чем центробежного.

Подводя итог сказанному выше, можно заключить, что в осевом компрессоре повышение давления происходит за счет торможения потока в относительном движении, а в центробежном к торможению добавляется движение рабочего тела в поле действия центробежных сил.

Рабочее колесо компрессора выполняется таким образом, что входной конструктивный угол $\beta_{1л}$ (под конструктивным (лопаточным) углом понимается угол между касательной к средней линии профиля на входе/ выходе и касательной к фронту решетки (рисунок 10.5)) был меньше конструктивного угла на выходе $\beta_{2л}$. При этом течение в межлопаточном канале носит диффузорный характер. При такой конфигурации канала поток в нем тормозится в относительном движении $w_2 < w_1$, а падение скорости, согласно уравнению 10.2, приводит к повышению статического давления $p_2 > p_1$ и плотности рабочего тела $\rho_2 > \rho_1$. У центробежного компрессора рост параметров усиливается движением рабочего тела в поле центробежных сил от центра к периферии.

Силы, действующие на поток со стороны лопаток R и со стороны потока на лопатки P изображены на рисунке 3.1.6. Очевидно, что эти силы равны по величине, но направлены в противоположные стороны. Эти силы можно разложить на две составляющие: осевую R_a и P_a (проекции на ось вращения) и окружную R_u и P_u (проекцию на окружное направление).



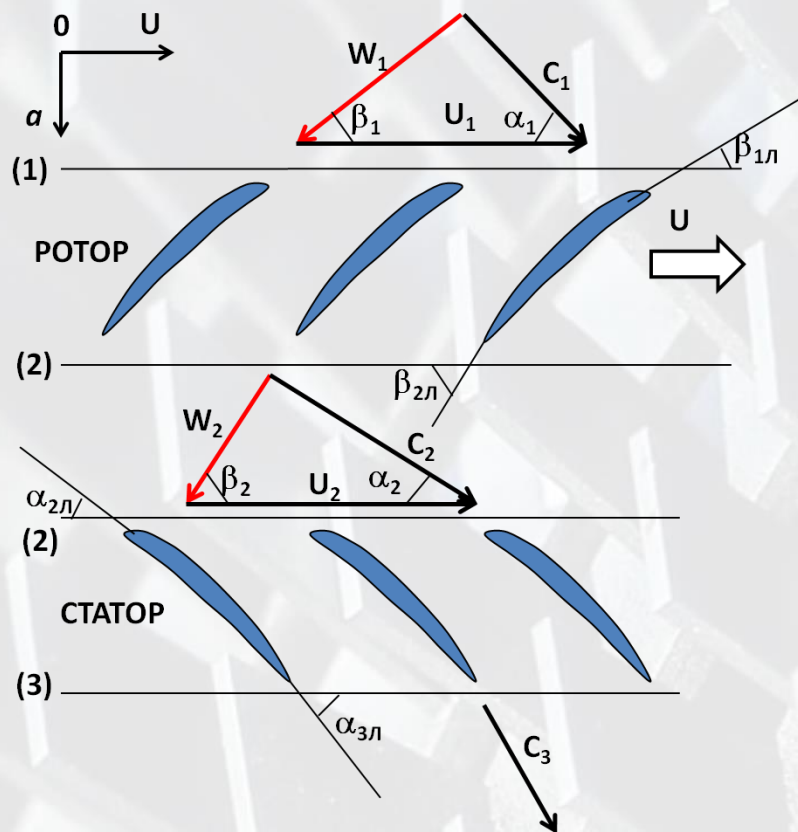


Рисунок 10.5 - Схема рабочего процесса в ступени осевого компрессора

Их величины можно найти, спроецировав уравнение количества движения на осевое и окружное направление:

$$P_u = -R_u = G_B(c_{1u} - c_{2u}) \quad (10.4)$$

$$P_a = -R_a = G_B(c_{1a} - c_{2a}) + (p_1 - p_2)th \quad (10.5)$$

где t – шаг решетки компрессора, м;

h – высота лопатки, м.

Как видно из представленных рисунков, направление окружной составляющей силы P_u , действующей в окружном направлении на лопатку, противоположно направлению вращения РК. То есть, она оказывает тормозящее воздействие на лопатки компрессора. Поэтому для реализации процесса сжатия следует подводить

механическую работу L_k . Другими словами, окружная составляющая силы, действующей на поток со стороны лопатки R_u , совершает работу над потоком рабочего тела, проходящего через компрессор.

Направление осевой составляющей силы, действующей на поток со стороны лопатки R_a , совпадает с направлением движения рабочего тела через межлопаточный канал. Это позволяет сделать вывод, что R_a - это та сила, которая заставляет поток двигаться через компрессор от меньшего давления на входе к большему на выходе.

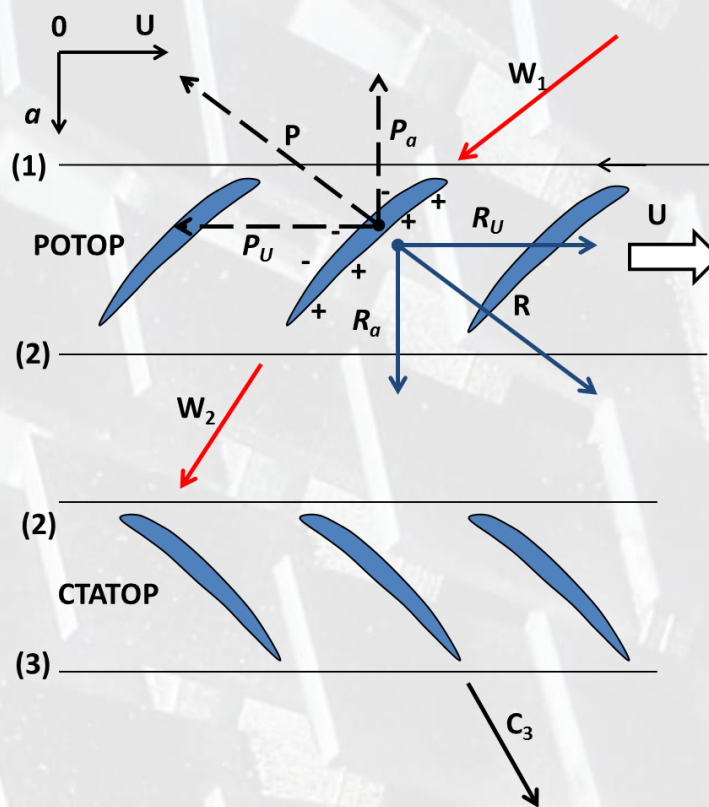


Рисунок 10.6 - Схема сил, действующих в рабочем колесе осевого компрессора

Анализируя сказанное выше, можно заключить, что РК компрессора выполняет следующие основные функции:

- подводит механическую работу к потоку рабочего тела;
- проталкивает рабочее тело через компрессор;
- повышает давление рабочего тела.

Как было отмечено ранее, процесс в РК сопровождается ростом абсолютной скорости.

На основании этого можно сделать вывод о том, что рабочий процесс РК компрессора состоит из двух взаимосвязанных, одновременно происходящих процессов:

- приращения кинетической энергии потока $\frac{c_2^2 - c_1^2}{2}$. За счет подвода внешней механической энергии;
- преобразования кинетической энергии потока в потенциальную энергию сжатого газа.

Согласно уравнению энергии в механической форме в абсолютном движении, увеличение абсолютной скорости в РК приведет к тому, что значительная часть подведенной механической работы уйдет на увеличение кинетической энергии потока $\frac{c_2^2 - c_1^2}{2}$. Поэтому после РК поток рабочего тела тормозится в выходной системе. В результате накопленная кинетическая энергия потока преобразуется в работу сжатия.

Торможение потока в лопаточном НА осуществляется принципиально также как в РК - за счет использования лопаток специальной формы. У них входной конструктивный угол $\alpha_{2л}$ меньше выходного конструктивного угла $\alpha_{3л}$ (рисунок 10.5). В результате межлопаточный канал получается диффузорным, течение потока в нем тормозится, а абсолютная скорость уменьшается $c_3 < c_2$. В



щелевом диффузоре расширяющаяся форма канала обусловлена увеличением радиуса и соответственно площади выходного сечения. Торможение сопровождается повышением статического давления $p_3 > p_2$ и плотности рабочего тела $\rho_3 > \rho_2$.

Запишем уравнение неразрывности применительно к компрессору:

для осевого:

$$\frac{F_1}{F_3} = \frac{\rho_3 c_{3a}}{\rho_1 c_{1a}} \quad (10.6)$$

для центробежного:

$$\frac{F_1}{F_3} = \frac{\rho_3 c_{3r}}{\rho_1 c_{1a}} \quad (10.7)$$

Обычно компрессоры проектируются так, что $c_{3a} \approx c_{0a}$ и $c_{3r} \approx c_{0a}$. В любом случае, изменение указанных компонентов скоростей значительно меньше изменения плотности. В результате, согласно уравнениям 10.6 и 10.7, рост плотности вследствие повышения давления в компрессоре приводит к необходимости уменьшать площадь проходного сечения и высоту лопаток h_l к выходу (рисунок 10.7).

План скоростей ступени осевого компрессора изображен на рисунке 10.8. Следует обратить внимание на то, что поскольку диффузорный процесс сопровождается повышенными потерями энергии, угол поворота потока в венцах $\Delta\beta$ ($\Delta\alpha$) ограничивается



значением $\Delta\beta_{\max} = 30^\circ$ (для сравнения в турбине $\Delta\beta = 100...120^\circ$). Поэтому, при равных расходах рабочего тела и близких диаметральных размерах, работа ступени осевого компрессора меньше работы ступени осевой турбины, а потребное число ступеней компрессора больше числа ступеней турбины.



Осевой компрессор



ЦБК

Рисунок 3.1.7 - Форма меридионального сечения проточной части компрессора

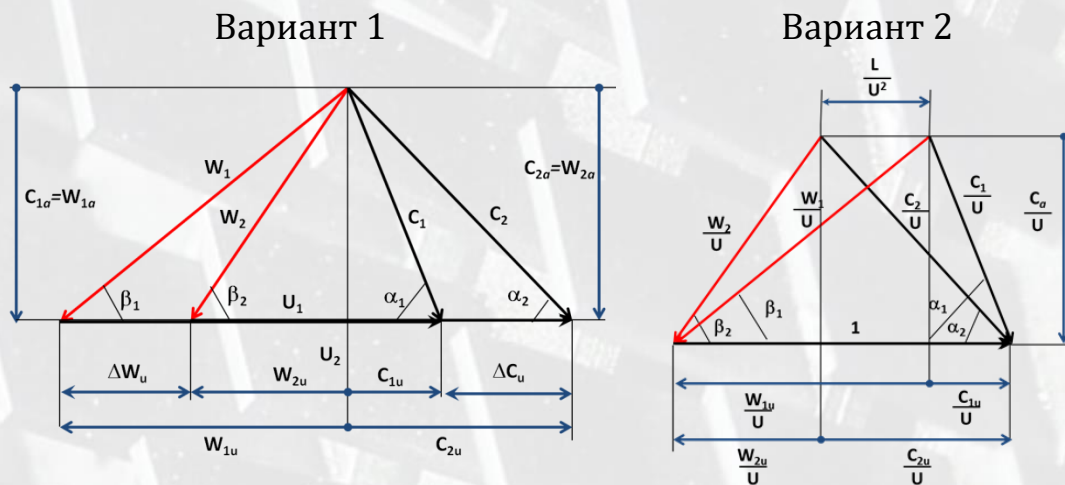


Рисунок 10.8 – Планы скоростей ступени осевого компрессора

Рассмотрим, как меняются основные параметры потока вдоль ступени компрессора.

Как было отмечено ранее, межлопаточные каналы - диффузорны. Это приводит к торможению потока в относительном движении $w_2 < w_1$, что в свою очередь является причиной роста статического давления $p_2 > p_1$ и плотности рабочего тела $\rho_2 > \rho_1$.

Лопатка компрессора действует на поток рабочего тела с силой R . Ее окружная составляющая (рисунок 10.6) R_u отклоняет поток в абсолютном движении в сторону вращения, и сообщает ему механическую энергию, в результате чего абсолютная скорость растет ($c_2 > c_1$).

Запишем уравнение энергии в тепловой форме для решетки РК:

$$L_{PK} = (i_2 - i_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \quad (10.8)$$

$$L_{PK} = i_2^* - i_1^* \quad (10.9)$$

В РК осуществляется подвод механической работы ($L_{PK} \gg 0$). Следует напомнить, что внешним признаком передачи/отбора работы в термодинамическом процессе является наличие физического движения. Исходя из этого, можно заключить, что работа подводится только в РК. В НА и ВНА подвода работы нет ($L_{HA} = 0$).

Из уравнения энергии в тепловой форме в относительном движении, учитывая, что $L_{PK} \gg 0$ и $w_1 > w_2$, можно получить, что:

$$i_2 - i_1 = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} > 0 \quad (10.10)$$



Таким образом $i_2 > i_1$. Из проведенного анализа следует, что в рабочем колесе статическая и полная температуры растут $T_2 > T_1$ и $T_2^* > T_1^*$.

Уравнение энергии в механической форме в абсолютном движении для РК можно записать в следующем виде:

$$L_{\text{РК}} = \int_1^2 \frac{dp^*}{\rho} + L_{r\text{РК}} \quad (10.11)$$

Если учесть, что работа, подводимая в РК, многократно превосходит энергию, затрачиваемую на преодоление потерь ($L_{\text{РК}} \gg L_{r\text{РК}}$), то из данного уравнения можно сделать вывод, что приращение dp^* вдоль проточной части РК положительны ($dp^* > 0$) и, следовательно, полное давление в РК растет ($p_2^* > p_1^*$).

В щелевых и лопаточных диффузорах канал также расширяющийся. Течение в нем сопровождается торможением в абсолютной СК $c_3 < c_2$, что согласно уравнению Бернулли 10.2 приводит к росту статического давления $p_3 > p_2$ и плотности $\rho_3 > \rho_2$.

Для анализа изменения температуры в выходной системе запишем уравнения энергии в тепловой форме:

$$L_{\text{НА}} = (i_3 - i_2) + \frac{c_3^2 - c_2^2}{2} = 0 \quad (10.12)$$

$$L_{\text{НА}} = i_3^* - i_2^* = 0 \quad (10.13)$$

Учитывая, что в НА работа не подводится ($L_{\text{НА}} = 0$), снижение абсолютной скорости компенсируется ростом энтальпии $i_3 > i_2$.



Это в свою очередь приводит к росту статической температуры $T_3 > T_2$.

Отсутствие подвода работы обуславливает равенство полных энтальпий и температур на входе и выходе из РК: $i_3^* = i_2^*$ и $T_3^* = T_2^*$.

Уравнение энергии в механической форме для НА ($L_{\text{НА}} = 0$) выглядит следующим образом:

$$L_{\text{НА}} = \int_2^3 \frac{dp^*}{\rho} + L_{r\text{НА}} \quad (10.14)$$

Откуда:

$$\int_2^3 \frac{dp^*}{\rho} = -L_{r\text{НА}} \quad (10.15)$$

Последнее выражение свидетельствует о том, что полное давление в НА несколько уменьшается вследствие гидравлических потерь. Однако падение полного давления незначительно и обычно не превышает 5%. Если бы процесс в выходной системе проходил без потерь, то полное давление было бы там не изменялось ($p_3^* = p_2^*$) [1].

Полученная в результате проведенного анализа качественная картина изменения основных параметров потока по длине компрессора приведен на рисунке 10.9.

Важнейшим параметром рабочего процесса ступени компрессора является степень повышения давления π_{cm}^* - величина, равная отношению полного давления на выходе из ступени к полному давлению на входе:



$$\pi_{ст}^* = \frac{p_3^*}{p_1^*} \quad (10.16)$$

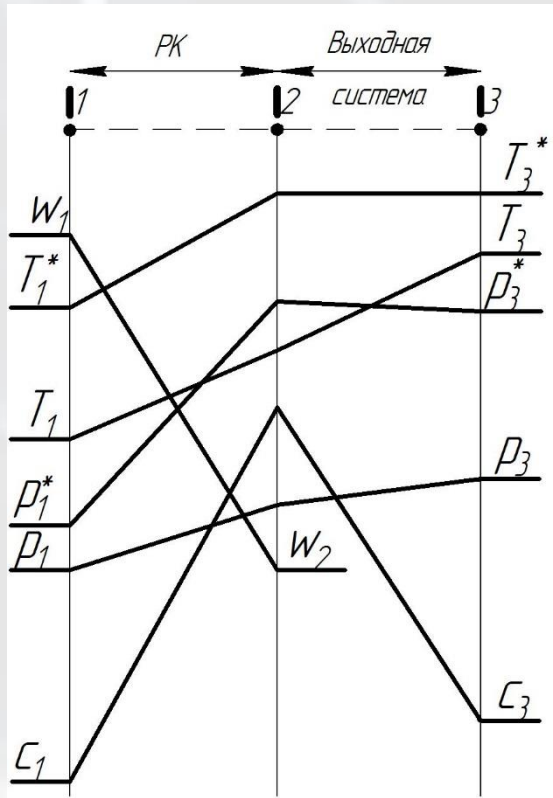


Рисунок 10.9 - Изменение параметров потока по длине ступени компрессора

Величина $\pi_{ст}^*$ показывает, во сколько раз возрастает давление в ступени компрессора.

Процесс преобразования энергии в ступени компрессора может быть представлен следующим образом. На первом этапе энергия передается от привода через вал к лопаткам РК, на втором этапе от лопаток передается потоку.

Мощность, подводимая от привода к валу РК, называется затраченной N_T . Поделив ее на расход воздуха через компрессор G_8 получим удельную затраченную работу, т.е. работу, приходящуюся на каждый килограмм рабочего тела, проходящий через компрессор:

$$L_k = \frac{N_k}{G_B} \quad (10.17)$$

В ступени компрессора эту удельную работу часто называют *затраченным напором*. Полученная энергия по валу и дискам перемещается к рабочим лопаткам. При этом часть мощности $N_{тр}$ теряется на преодоление трения диска о газ. Другая часть энергии теряется с утечками рабочего тела из проточной части $N_{ум}$. Мощность, дошедшая до рабочих лопаток, называется мощностью на окружности колеса N_u . Если ее поделить на расход воздуха G_B , то можно найти удельную работу на окружности РК L_u , или теоретический напор, который равен:

$$L_u = \frac{N_u}{G_B} = (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}) \quad (10.18)$$

Не вся мощность, переданная РК, идет на повышение потенциальной или кинетической энергии рабочего тела. Часть мощности расходуется на преодоление трения в ПЧ ступени компрессора N_r . Вследствие выделения тепла трения в поток он подогревается. На сжатие нагретого вследствие этого рабочего тела затрачивается дополнительная мощность ΔN_v . Оставшаяся энергия подводится к потоку и идет исключительно на увеличение давления рабочего тела. Это не что иное как мощность изоэнтروпического сжатия $N_{CTS} = G_B L_{CTS}^*$. Здесь L_{CTS}^* – изоэнтروпический напор ступени компрессора:



$$L_{\text{CTS}}^* = \frac{k}{k-1} RT_{\text{B}}^* \left(\pi_{\text{CT}}^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (10.19)$$

Описанный процесс преобразования энергии изображен схематически на рисунках 10.10 и 10.11.

Совершенство процесса преобразования механической энергии в потенциальную энергию сжатых газов в ступени компрессора оценивается *коэффициентом полезного действия (КПД)*. Это отношение полезной работы к затраченной. Полезная работа компрессора – работа, пошедшая исключительно на увеличение полного давления в ступени компрессора. Затраченная работа – работа, подведенная к компрессору от источника мощности – затраченный напор L_{K} . Для ступеней современных компрессоров величина дисковых потерь и утечек в зазорах обычно не превышает 2% [1]. Поэтому на этапе предварительных расчетов в качестве затраченной работы довольно часто принимают работу на окружности колеса $L_{\text{ук}}$, что позволяет значительно упростить определение КПД.

$$L_{\text{ук}} = (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}) \quad (10.20)$$

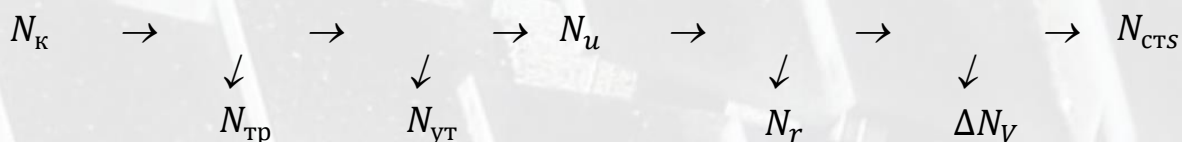


Рисунок 10.10 - Схема преобразования энергии в ступени компрессора



Рисунок 10.11 – Баланс энергии в ступени компрессора

При рассмотрении компрессора в составе ГТУ и ГТД, КПД компрессора η_k рассматривается по параметрам заторможенного потока:

$$\eta_k^* = \frac{L_{ks}^*}{L_k^*} = \frac{c_p(T_{ks}^* - T_B^*)}{c_p(T_k^* - T_B^*)} = \frac{T_B^* \left(\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{T_k^* - T_B^*} \quad (10.21)$$