

### 3.1 Принцип действия ступени компрессора

**Компрессор** (рисунок 3.1.1) – устройство, предназначенное для непрерывного сжатия рабочего тела до требуемого уровня повышения давления  $\pi_k^*$  за счет подвода механической энергии  $L_k$  к потоку рабочего тела [1, 17].

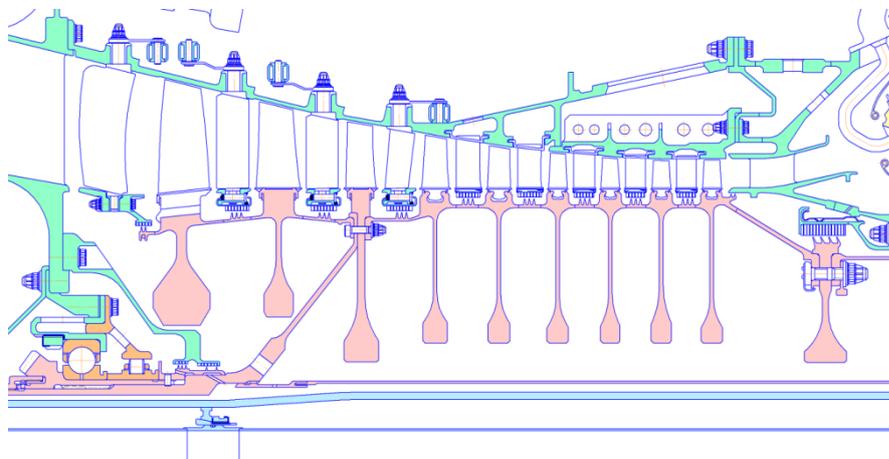


Рисунок 3.1.1 - Компрессор высокого давления современного ТРДД CFM 56-7 [8]

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  $\rho$ . 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  $\tau$ . Кроме общих требований можно выделить ряд специфических требований, присущих только компрессорам:

- обеспечение заданного расхода рабочего тела  $G_B$ ;
- обеспечение заданной степенью повышения давления  $\pi_k^*$ ;

- благоприятное протекание характеристик – сохранение высоких значений КПД и обеспечение устойчивой работы (т.е. без помпажа и пульсаций) в широком диапазоне частот 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 3.1.2). Индекс *0* используется для обозначения входного сечения ВНА. Для компрессоров ГТД и ГТУ сечение на входе обозначается индексом «в», а на выходе – «к».

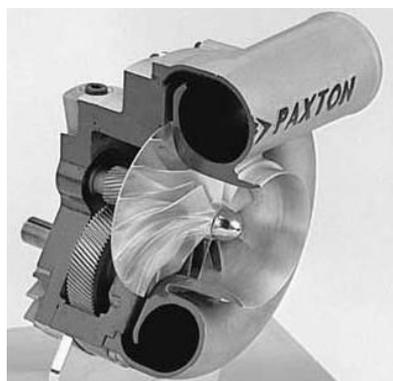


Рисунок 3.1.2 - Ступень осевого компрессора и номенклатура сечений

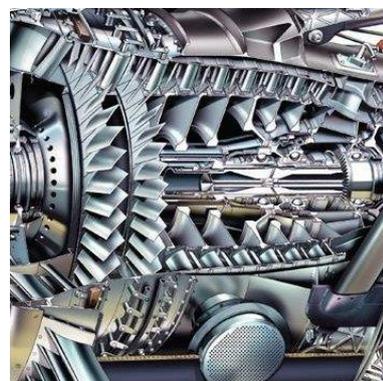
Все существующие компрессоры можно классифицировать по направлению движения рабочего тела и по числу ступеней.

По числу ступеней компрессоры делятся на одно и многоступенчатые (рисунок 3.1.3).

По направлению движения рабочего тела их можно разделить на три группы: осевые, центробежные и диагональные (рисунок 3.1.3).



Одноступенчатый центробежный компрессор



Многоступенчатый осевой компрессор *Rolls Royce Trent 900*

Рисунок 3.1.3 - 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:

$$L_k = \int_1^3 \frac{dp}{\rho} + \frac{c_3^2 - c_1^2}{2} + L_{r(1-3)}. \quad 3.1.1$$

В этой формуле:

$\int_1^3 \frac{dp}{\rho} = \frac{k}{k-1} RT_1^* \left( \pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)$  - увеличение потенциальной энергии воздуха в ступени;

$\frac{c_3^2 - c_1^2}{2}$  - изменение кинетической энергии в ступени компрессора;

$L_{r(1-3)}$  - энергия, затрачиваемая на преодоление гидравлических потерь в проточной части ступени.

Из уравнения 3.1.1 следует, что подводимая в ступени 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 3.1.1 должны быть минимальны. Отсюда также следует, что для того, чтобы подводимая работа  $L_k$  максимально расходовалась на повышение давления, потери энергии в ступени  $L_{r(1-3)}$  должны быть минимальны.

Следует также обратить внимание на другое следствие из уравнения 3.1.1, 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:

$$\frac{p}{\rho} + \frac{c^2}{2} = const. \quad 3.1.2$$

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 представить в следующем виде:

$$\int_1^2 \frac{dp}{\rho} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} - L_r. \quad 3.1.3$$

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 3.1.3 повышение давления в РК компрессора происходит благодаря движению рабочего тела в поле действия инерционных сил (первое слагаемое уравнения 3.1.3) и торможения потока в относительном движении (второе слагаемое уравнения 3.1.3).

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  $\omega$ , то организовать изменение окружной скорости можно только за счет изменения радиуса течения  $r$ . Поток должен входить в РК на малом радиусе, а выходить на большем ( $r_2 > r_1$ ). Именно такая схема течения реализуется в РК центробежных компрессоров (рисунок 3.1.4).

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  $\pi_{ст}^*$ , 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 3.1.5)) 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 4.2.2, 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

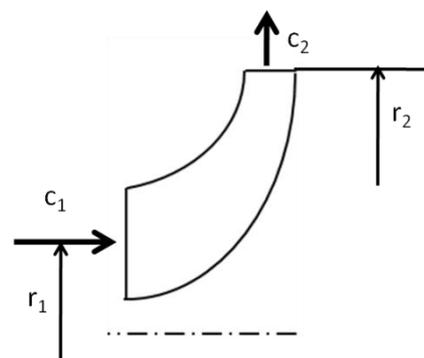


Рисунок 3.1.4 - Схема течения в РК центробежного компрессора

тела в поле центробежных сил от центра к периферии.

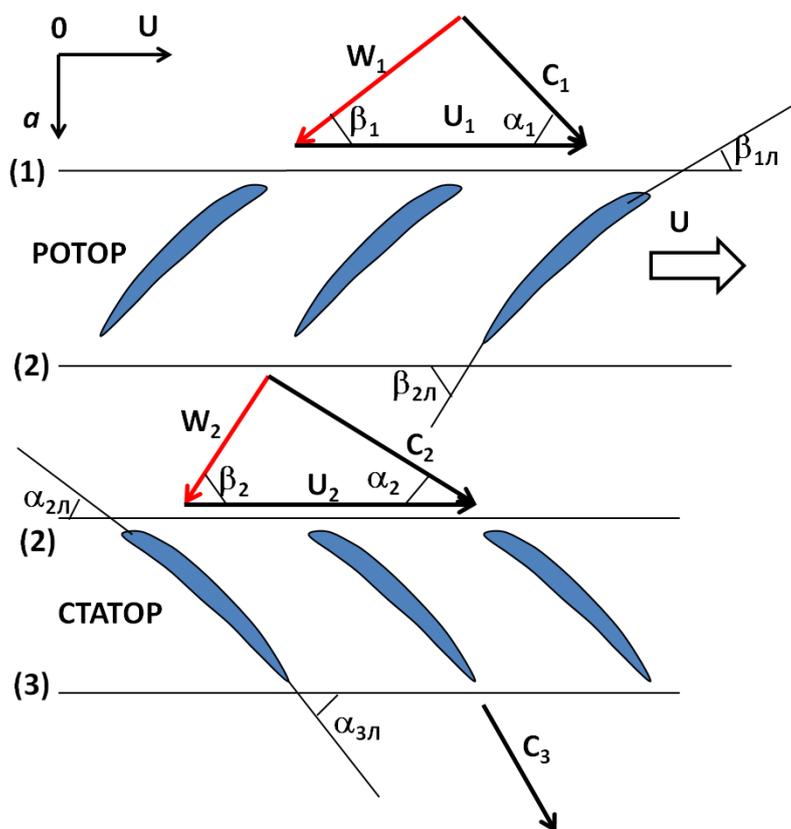


Рисунок 3.1.5 - Схема рабочего процесса в ступени осевого компрессора

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  $P_a$  (проекция на ось вращения) и окружную  $R_u$  и  $P_u$  (проекцию на окружное направление).

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

$$P_u = -R_u = G_B(c_{1u} - c_{2u}); \quad 3.1.4$$

$$P_a = -R_a = G_B(c_{1a} - c_{2a}) + (p_1 - p_2)th, \quad 3.1.5$$

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.

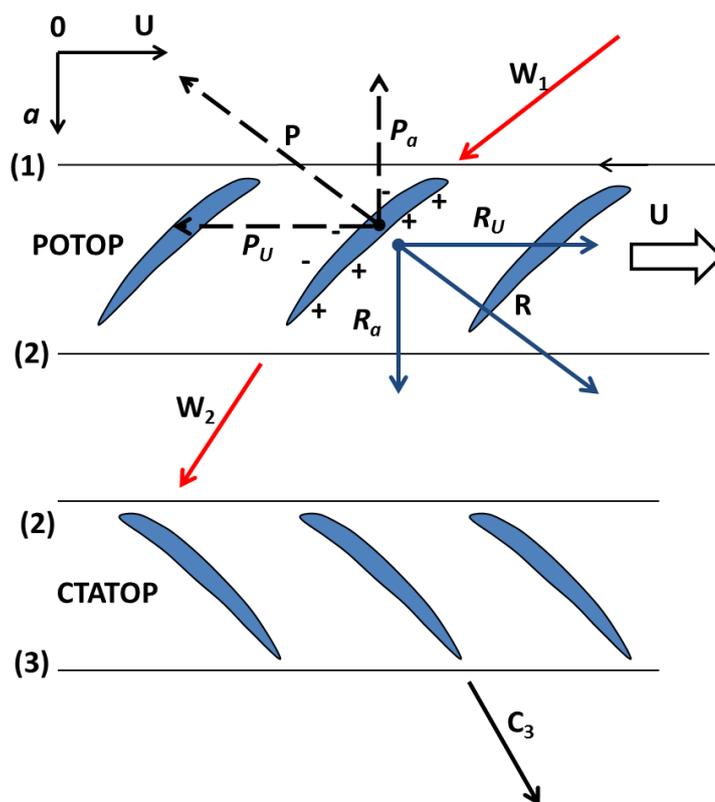


Рисунок 3.1.6 - Схема сил, действующих в рабочем колесе осевого компрессора

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.

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. Это, согласно уравнению энергии в механической форме в абсолютном движении, 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 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 3.1.5). 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:

$$\frac{F_0}{F_3} = \frac{\rho_3 c_{3a}}{\rho_0 c_{0a}}; \quad 3.1.6$$

для центробежного:

$$\frac{F_0}{F_3} = \frac{\rho_3 c_{3r}}{\rho_0 c_{0a}}. \quad 3.1.7$$

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 3.1.6 и 3.1.7, рост плотности вследствие повышения давления в компрессоре приводит к необходимости уменьшать площадь проходного сечения и высоту лопаток  $h_l$  к выходу (рисунок 3.1.7).

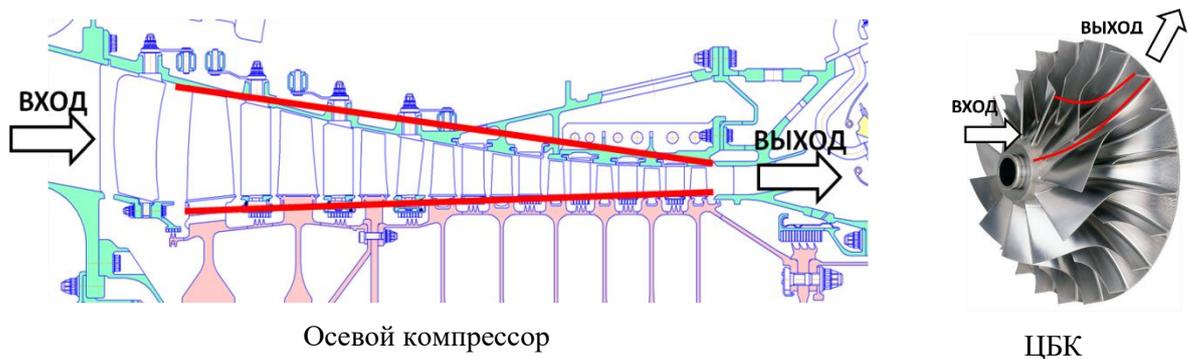


Рисунок 3.1.7 - Форма меридионального сечения проточной части компрессора

План скоростей ступени осевого компрессора изображен на рисунке 3.1.8. 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.

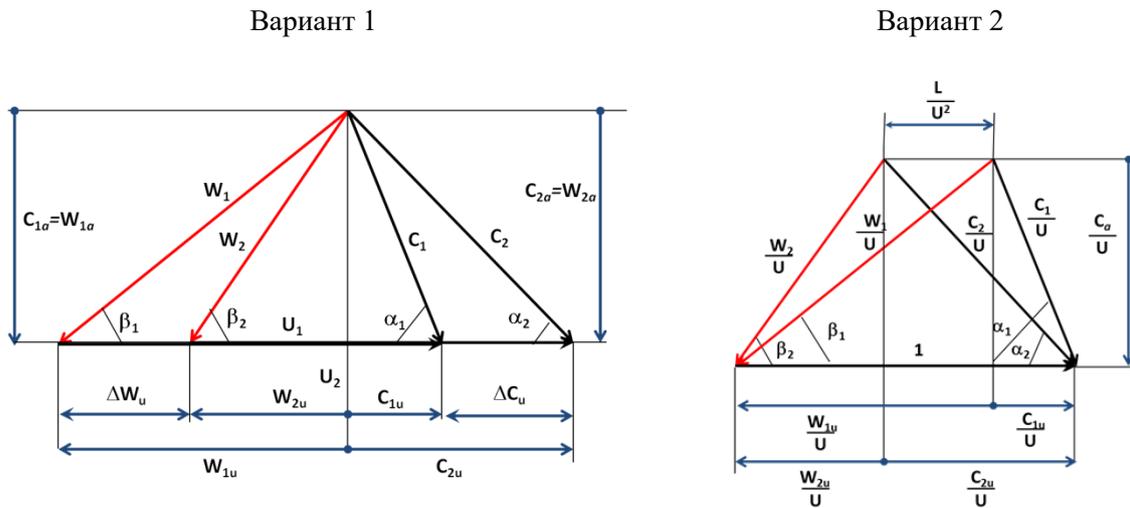


Рисунок 3.1.8 – Планы скоростей ступени осевого компрессора

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 3.1.6)  $R_u$  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:

$$L_{PK} = (i_2 - i_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}; \quad 3.1.8$$

$$L_{PK} = i_2^* - i_1^*. \quad 3.1.9$$

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  $c_2 > c_1$ , можно получить, что:

$$i_2 - i_1 = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} > 0. \quad 3.1.10$$

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:

$$L_{\text{РК}} = \int_1^2 \frac{dp^*}{\rho} + L_{r\text{РК}}. \quad 3.1.11$$

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 3.1.2 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:

$$L_{\text{НА}} = (i_3 - i_2) + \frac{c_3^2 - c_2^2}{2} = 0; \quad 3.1.12$$

$$L_{\text{НА}} = i_3^* - i_2^* = 0. \quad 3.1.13$$

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:

$$L_{\text{НА}} = \int_2^3 \frac{dp^*}{\rho} + L_{r\text{НА}}. \quad 3.1.14$$

Откуда:

$$\int_2^3 \frac{dp^*}{\rho} = -L_{rHA}. \quad 3.1.15$$

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 3.1.9.

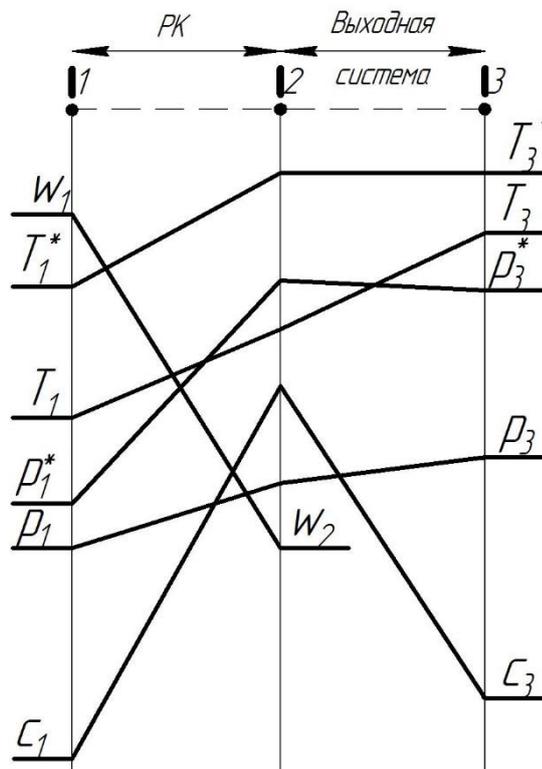


Рисунок 3.1.9 - Изменение параметров потока по длине ступени компрессора

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

$$\pi_{cm}^* = \frac{p_3^*}{p_1^*}. \quad 3.1.16$$

Величина  $\pi_{cm}^*$  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  $G_B$  получим удельную затраченную работу, т.е. работу, приходящуюся на каждый килограмм рабочего тела, проходящий через компрессор:

$$L_K = \frac{N_K}{G_B}. \quad 3.1.17$$

В ступени компрессора эту удельную работу часто называют *затраченным напором*. Полученная энергия по валу и дискам перемещается к рабочим лопаткам. При этом часть мощности  $N_{Tr}$  теряется на преодоление трения диска о газ. Другая часть энергии теряется с утечками рабочего тела из проточной части  $N_{ym}$ . 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:

$$L_u = \frac{N_u}{G_B} = (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}). \quad 3.1.18$$

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  $\Delta N_V$ . 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  $L_{CTS}^*$  – изоэнтропический напор ступени компрессора:

$$L_{CTS}^* = \frac{k}{k-1} R T_B^* \left( \pi_{CT}^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right). \quad 3.1.19$$

Описанный процесс преобразования энергии изображен схематически на рисунках 3.1.10 и 3.1.11.

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  $L_{ук}$ , что позволяет значительно упростить определение КПД.

$$L_{ук} = (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}). \quad 3.1.20$$

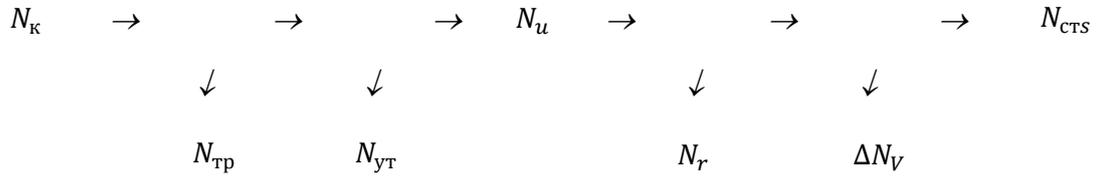


Рисунок 3.1.10 - Схема преобразования энергии в ступени компрессора

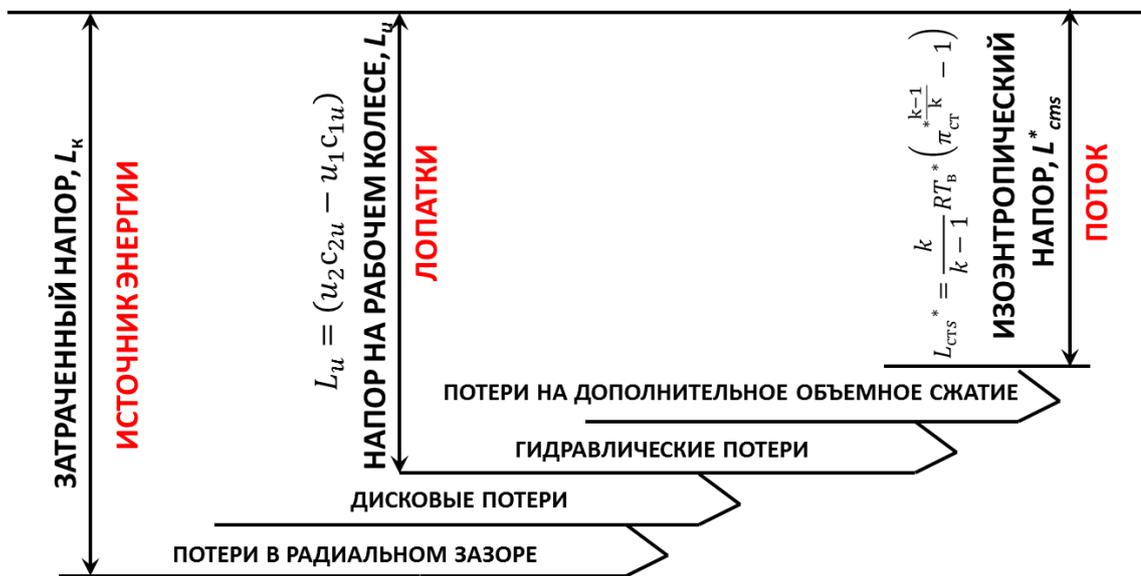


Рисунок 3.1.11 – Баланс энергии в ступени компрессора

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

$$\eta_k^* = \frac{L_{кS}^*}{L_k^*} = \frac{c_p (T_{кS}^* - T_{\theta}^*)}{c_p (T_k^* - T_{\theta}^*)} = \frac{T_{\theta}^* \left( \pi_k^{* \frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{T_k^* - T_{\theta}^*}. \quad 3.2.21$$