

Лекция 9

Профильные потери в ступени компрессора

Профильные потери связаны с образованием пограничного слоя на поверхностях лопаточного профиля в решетке (т. е. на спинке и корытце). При фиксированном числе Маха профильные потери зависят от относительной толщины профиля и шероховатости поверхности.

Профильные потери складываются из потерь на трение, кромочных потерь и волновых потерь:

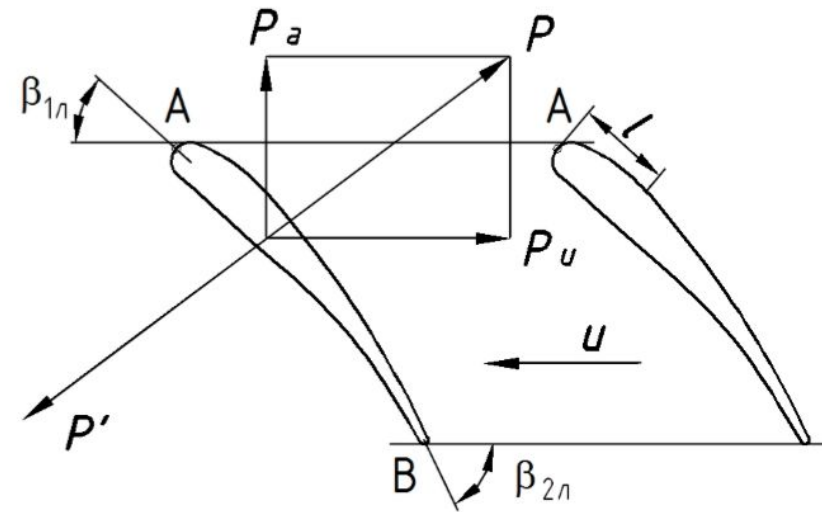
$$\xi_{\text{пр}} = \xi_{\text{тр}} + \xi_{\text{кр}} + \xi_{\text{волн}}$$

Потери на трение связаны непосредственно с образованием пограничного слоя на вогнутой и выпнутой части профиля и его взаимодействием с основным потоком.

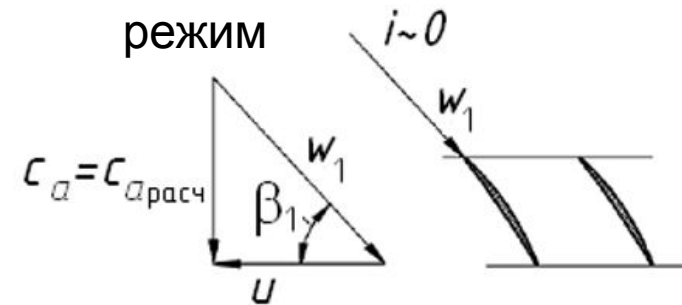
В точке A на входной кромке поток разветвляется. Начинают образовываться пограничные слои на спинке и на корытце, однако характер их различен. На корытце расстояние l перехода от ламинарного пограничного слоя в турбулентный значительно больше, что связано с наличием аэродинамической силы P . Однако на расчетных углах атаки срыва пограничного слоя не возникает.

При положительных углах атаки ($c_a < c_{a \text{ расч}}$) срыв возможен на спинке, что является ответной реакцией канала на снижение расхода рабочего тела.

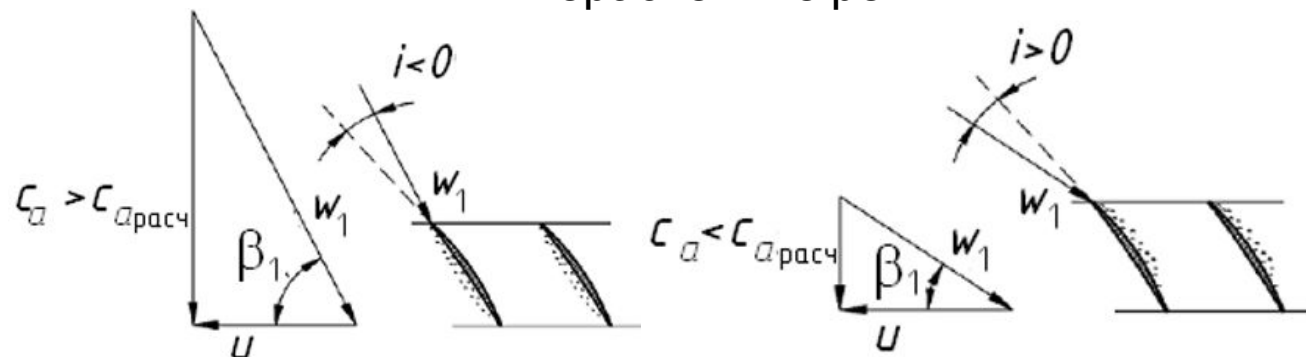
При отрицательных углах атаки ($c_a > c_{a \text{ расч}}$) срыв возможен на корытце. Однако аэродинамическая сила этому препятствует, поэтому срыв возникает на более высоких углах атаки.



Расчетный режим



Нерасчетные режимы



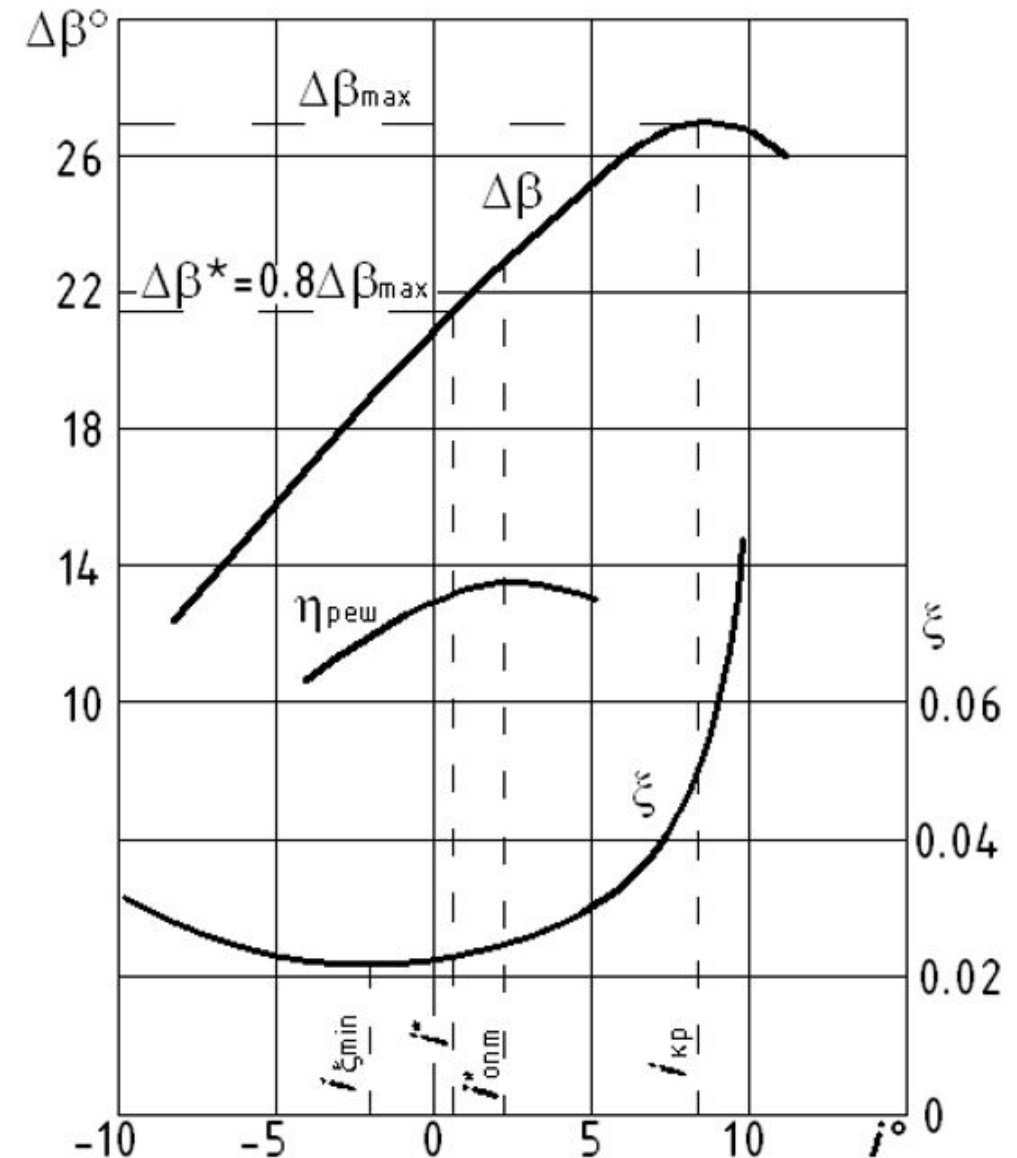
Профильные потери в ступени компрессора

Минимум профильных потерь соответствует значению угла атаки, близкому к нулю. Начиная с некоторого значения $i_{кр}$ происходит срыв на выпуклой или вогнутой поверхности профиля. Величина критического угла атаки $i_{кр}$ зависит от числа Маха потока на входе в РК.

Необходимо отметить очень важный момент: максимальное значение КПД решетки соответствует углу атаки $i_{опт} > i_{\xi min}$. Рост КПД решетки при $i > i_{\xi min}$ объясняется ростом $\Delta\beta$, Δw_u и L_u . Потери при малых углах атаки растут медленно. При дальнейшем увеличении возникают интенсивные срывы потока со спинки профиля, что резко увеличивает гидравлическое сопротивление, замедляет рост, а затем и снижает $\Delta\beta$, Δw_u и L_u , что в конечном итоге приводит к снижению КПД решетки при $i > i_{опт}$.

Обычно $i_{опт} \approx 0 \dots 5^\circ$ и соответствует началу срыва потока. Поэтому при проектировании обеспечивают некоторый запас по углу атаки на случай отклонений от расчетных режимов. По данным некоторых исследований за расчетный угол атаки желательно принимать такой, при котором $\Delta\beta = 0,8\Delta\beta_{max}$.

Характеристика плоской компрессорной решетки



Обобщенная характеристика

Компрессорные решетки имеют разные геометрические характеристики, поэтому для каждой решетки имеет место своя конкретная характеристика $(\Delta\beta^*, \xi) = f(i)$.

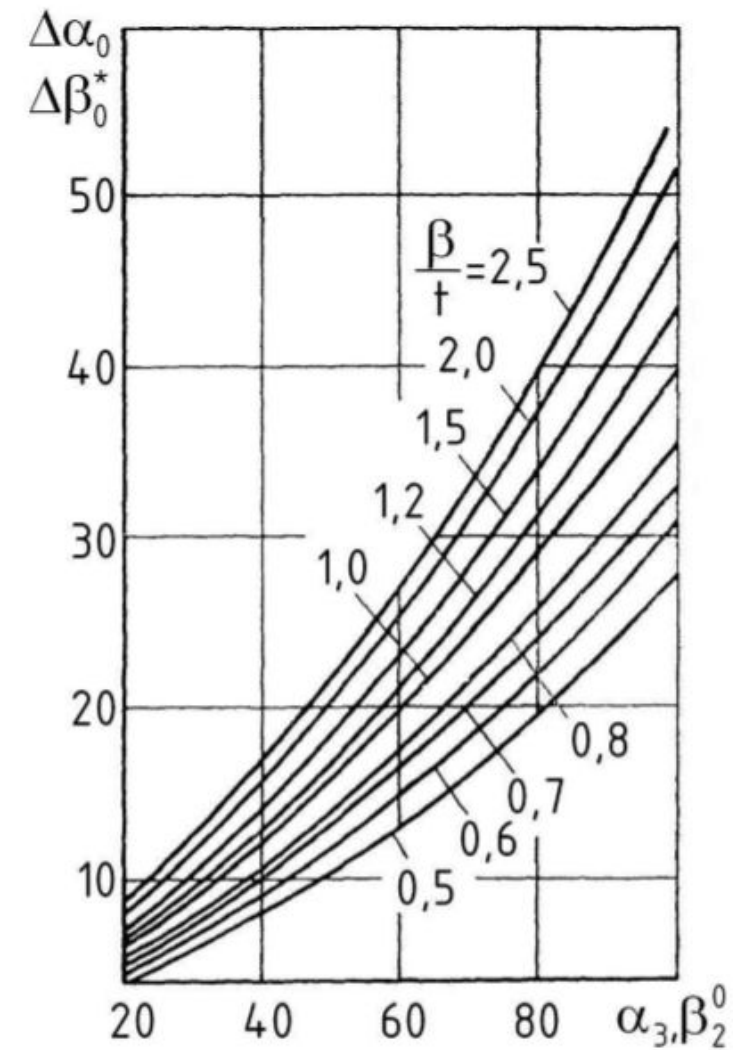
Однако обработка и анализ данных многочисленных исследований плоских решеток позволили установить ряд общих закономерностей, относящихся как к номинальным режимам работы, так и особенностям протекания их характеристик. Такие обобщения, в основном были выполнены А.Р. Хоуэллом и К.В. Холщевниковым.

Для тигу_{ср л} = $\bar{x} \cdot (1 - \bar{x}) \cdot \text{tg}\theta/2$ вл $\epsilon\bar{x}_f = 0,4 \dots 0,5$ ф $\bar{x}_c = 0,3 \dots 0,4$ я $J\bar{c} = 0,06 \dots 0,15$ X имеет вид параболы:
Была найдена следующая закономерность:

Номинальные значения угла поворота потока $\Delta\beta^*$ зависит, главным образом, от угла выхода потока β_2 и густоты решётки b/t .

Как видно из результатов обобщения, $\Delta\beta^*$ увеличивается с ростом b/t и β_2 .
Возрастание $\Delta\beta^*$ (или Δw_u) с увеличением b/t объясняется усилением влияния профилей, что усиливает отклоняющие свойства решетки. Однако рост $\Delta\beta^*$ замедляется при больших b/t , при которых начинается заметное влияние повышенного уровня потерь энергии на трение.

Влияние β_2 на $\Delta\beta^*$ связано с уменьшением степени диффузорности решётки, если величина b/t остается неизменной, а β_2 увеличивается. Поскольку известно, с уменьшением степени диффузорности форма линий тока газа более полно соответствует форме канала, поэтому $\Delta\beta^*$ возрастает при увеличении β_2 .



Влияние чисел M и Re на характеристики компрессорных решёток

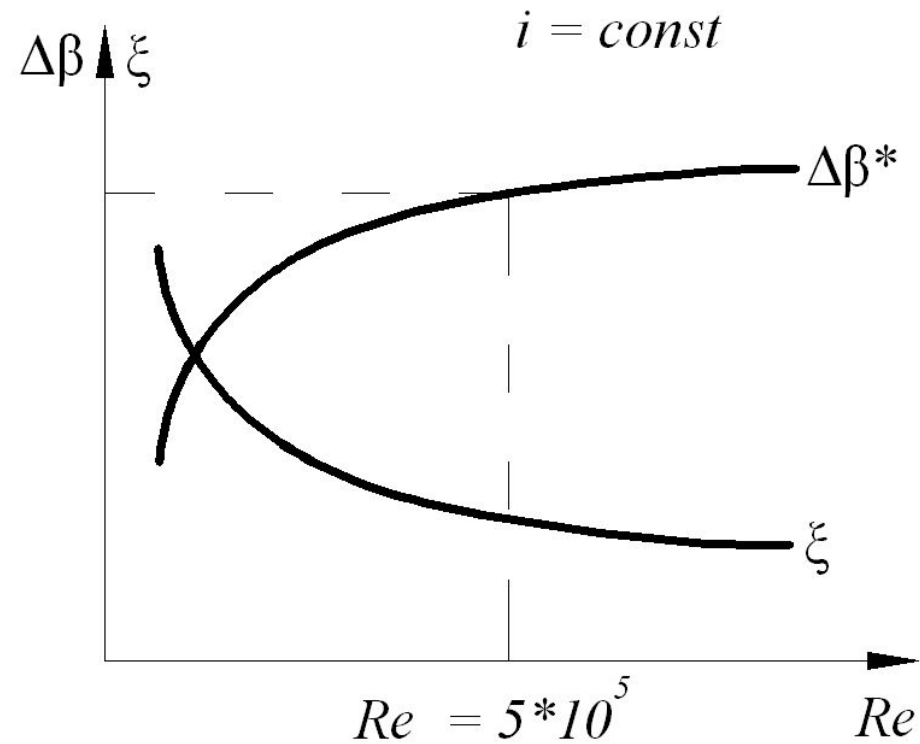
Многочисленные экспериментальные и теоретические исследования позволили установить следующие особенности влияния чисел Re и M на характеристики компрессорных решеток.

Число Re практически не оказывает влияние на характеристики компрессорных решеток до тех пор, пока оно остается выше некоторого критического значения $(2,5 \dots 5)10^5$.

При $Re_i < Re_{кр}$ характеристики решеток заметно меняются прежде всего, возрастает коэффициент сопротивления ξ , что значительно ухудшает аэродинамическое качество решетки. Кроме того, происходит снижение угла поворота потока $\Delta\beta^*$, что при неизменном угле атаки i соответствует увеличению угла отставания потока δ .

Для $\Delta\beta^* = f(Re)$ и $\xi = f(Re)$ это можно объяснить тем, что при уменьшении числа Re возрастает роль вязкого трения на поверхности межлопаточного канала. При этом увеличение толщины пограничного слоя обуславливает рост ξ и ослабляет взаимное влияние соседних профилей, что приводит к снижению $\Delta\beta^*$.

Влияние числа Re на $\Delta\beta^*$ и ξ



Влияние чисел M и Re на характеристики компрессорных решёток

Увеличение M_{w1} набегающего потока слабо сказывается на изменении $\Delta\beta^*$ и ξ до некоторого значения $M_{w1} = M_{w\text{кр}}$, что объясняется слабым влиянием сжимаемости в диапазоне $M_{w1} = 0,4 \dots 0,7$ на распределение давлений и скоростей по контуру профиля.

При значениях $M_{w1} > M_{w\text{кр}}$ на поверхности профиля со стороны спинки (обычно на расстоянии $x = 0,2b$ от входа) возникает зона сверхзвуковых скоростей.

Последующее торможение потока сопровождается образованием местных скачков уплотнения (МСУ) и далее - появление волновых потерь и возможными отрывами пограничного слоя от поверхности профиля.

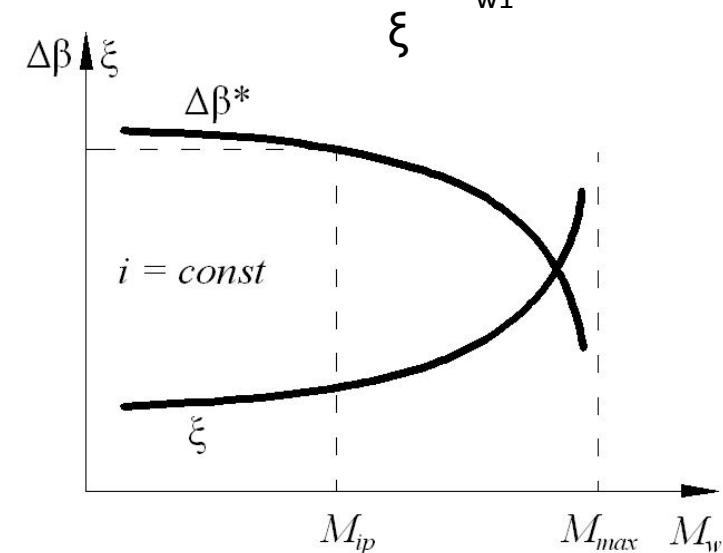
Естественно при этом наблюдается резкое возрастание ξ и снижение $\Delta\beta^*$.

Существенное влияние на величину критического значения M_{w1} ($M_{w\text{кр}}$) оказывает относительная толщина профиля. Для значений $0,06 \dots 0,15$

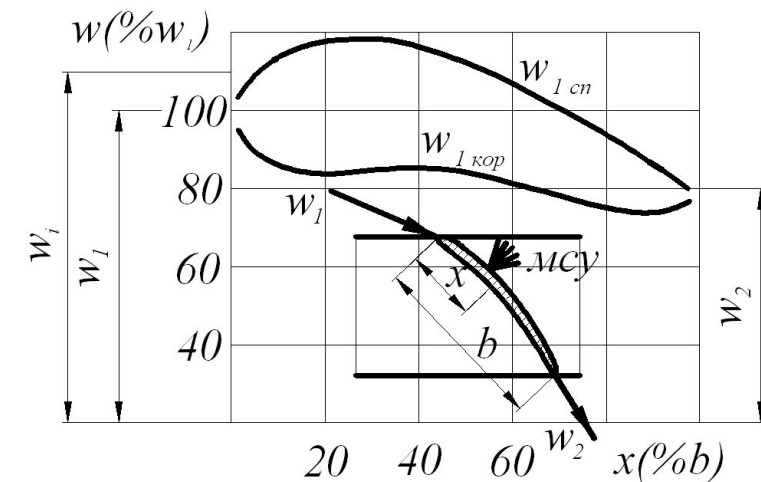
диапазон $M_{w\text{кр}}$ составляет $0,55 \dots 0,65$.

После перехода через значение $M_{w\text{кр}}$ увеличение числа Lr возможно лишь до некоторого значения $M_{w\text{max}}$ (иногда обозначают $M_{w\text{пред}}$). Существование $M_{w\text{max}}$ связано с тем, что по мере роста M_{w1} (при $M_{w1} > M_{w\text{кр}}$) область местных сверхзвуковых скоростей всё более увеличивается в размерах и, наконец, занимает все поперечное сечение горловины межлопаточного канала, т.е. канал запирается.

Влияние числа M_{w1} на $\Delta\beta^*$ и



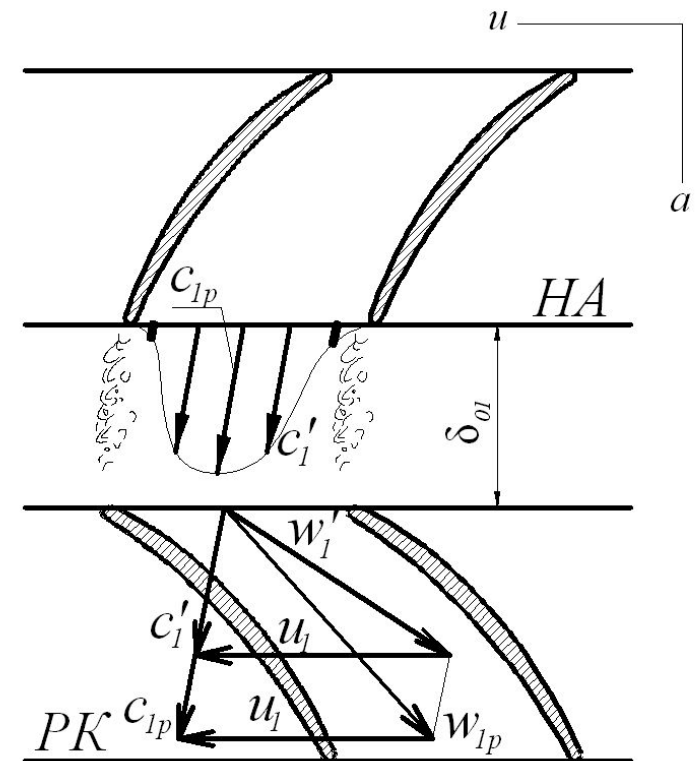
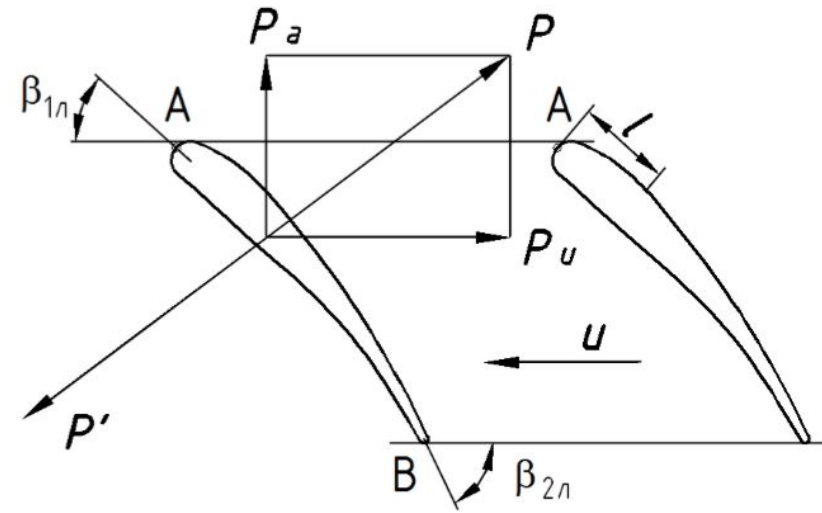
Распределение скоростей w_i на поверхности профиля



Кромочные потери в ступени компрессора

Кромочные потери связаны со смыканием потоков с различными скоростями в точке В. В результате такого слияния возникает интенсивное течение в градиенте скорости («спутный след»). Численно кромочные потери равны работе сил трения на выравнивание потока. Заметим также, что уровень этих потерь в компрессорных ступенях много меньше, чем в ступенях турбинных.

Для снижения кромочных потерь выходные кромки РЛ и НЛ выполняют предельно тонкими (с минимально возможным радиусом скругления). Острыми или «ножевыми» кромки сделать невозможно по вопросам обеспечения прочности. Выравнивание и размывание «спутного» следа за лопаточным венцом происходит в осевом зазоре, а значит, осевые зазоры играют существенную роль и в обеспечении устойчивой работы. Малые по величине осевые зазоры приводят к неравномерностям обтекания последующего лопаточного венца, к повышению уровня аэродинамического шума компрессора. Возникает опасность вибрационного разрушения лопаточного аппарата, а также угроза осевых задеваний роторных деталей о статорные. Рекомендуемые значения осевых зазоров находятся в диапазоне $s_1 = s_2 = (0,15 \dots 0,30)b$



Многоступенчатые осевые
компрессоры.

СВЯЗЬ МЕЖДУ ПАРАМЕТРАМИ СТУПЕНИ И КОМПРЕССОРА

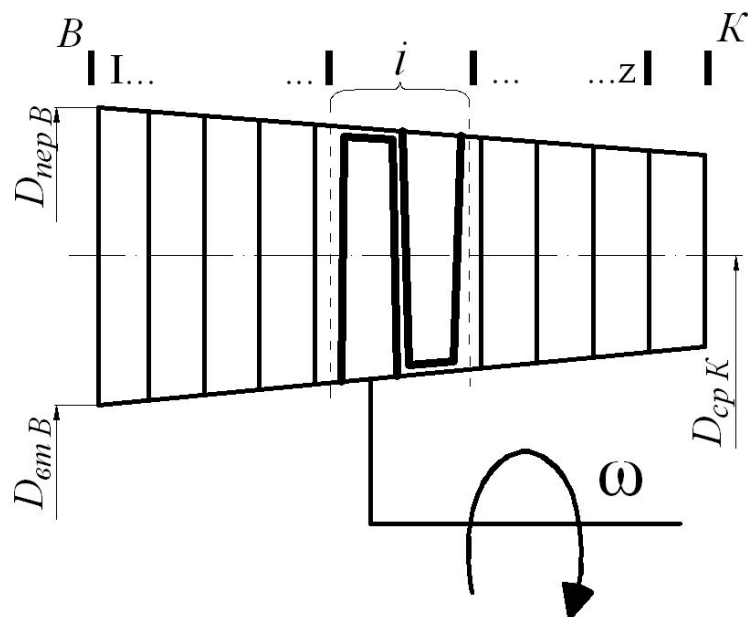
В одной дозвуковой ступени компрессора можно повысить давление воздуха в 1,2...1,4 раза, а в сверхзвуковой – в 1,5...2,5 раза. Однако для удовлетворения требованиям высокой экономичности цикла ГТУ степень повышения воздуха в компрессоре должна быть порядка 10...30 и более. Этого можно добиться только путем последовательного сжатия воздуха в ступенях многоступенчатого компрессора.

Авиационные ГТД V поколения (с начала 1980-х годов) в двигателях гражданского назначения имеют степень повышения давления 32...45, а в двигателях военного назначения □ 24...35. Степени повышения давления в компрессорах ГТД VI поколения (позднее 2006 года) составляют соответственно 50...60 и 25...40.

Для стационарных ГТУ эти показатели несколько скромнее

Название	Фирма-производитель	Мощность ГТЭ, МВт	Расход воздуха, кг/с	Степень повышения давления
ГТЭ-180 (проект)	ЛМЗ-Авиадвигатель	180	535	15
V94.3A	SIEMENS	265	656	17
GT26	ABB	262	562	30
ГТУ9G	GE	282	700	23
W501ATS	Westinghouse	300	544	27
MW701G	Mitsubishi	334	750	21

СВЯЗЬ МЕЖДУ ПАРАМЕТРАМИ СТУПЕНИ И КОМПРЕССОРА



В – сечение на входе в компрессор
 К – сечение на выходе из компрессора
 I, II, ..., z – сечения на входе в первую, вторую и т.д. ступени.
 Все параметры, относящиеся к произвольно взятой ступени, принято обозначать индексом i ,
 число ступеней – символом z .

Для многоступенчатых осевых компрессоров обычно используют следующие характерные параметры:

Степень повышения давления $\pi_k^* = p_k^* / p_b^*$

Работа вращения вала компрессора L_k^* и

изэнтропическая работа: $L_{sk}^* = \frac{k}{k-1} R T_b^* (\pi_k^{*(k-1)/k} - 1)$

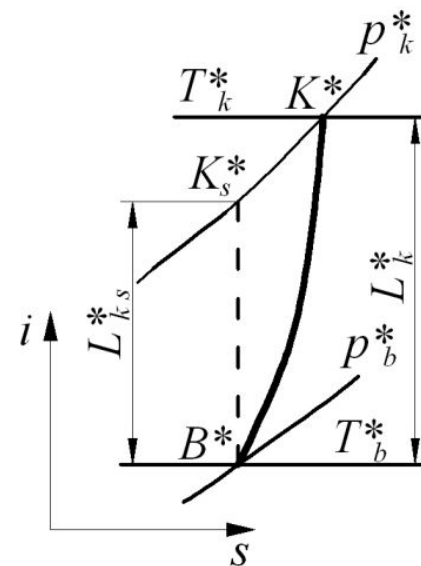
Величины L_k и L_{sk}^* можно выразить

и через разность энтальпии $L_k^* = i_k^* - i_b^*$ $L_{sk}^* = i_{ks}^* - i_b^*$

где i_b^* – полное теплосодержание на входе в МОК;

i_k^* – полное теплосодержание на выходе из него; i_{ks}^*

– полное теплосодержание за компрессором при изэнтропийном сжатии.



Изэнтропический КПД (по аналогии с КПД ступени):

$$\eta_k^* = \frac{\pi_k^{*(k-1)/k} - 1}{(T_k^*/T_b^*) - 1} = \frac{e_k^* - 1}{\tau_k^* - 1} \quad e_k^* = \pi_k^{*(k-1)/k} \quad \tau_k^* = T_k^*/T_b^*$$

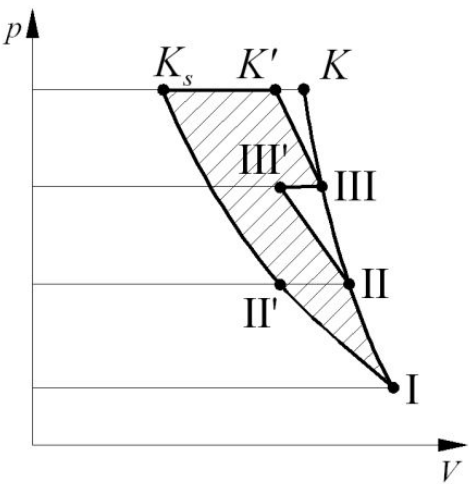
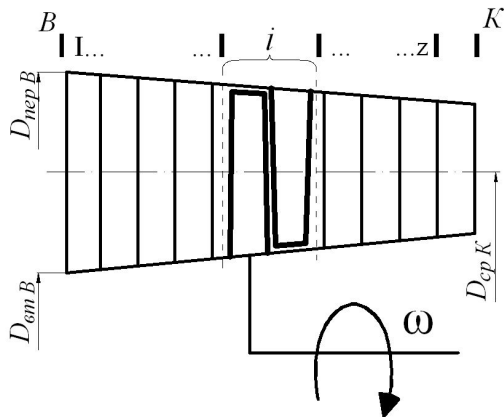
Расход воздуха через компрессор $G_{B_i} = m F_{a_i} \frac{p_i^*}{\sqrt{T_i^*}} q(\lambda_i) \sin \alpha_i$

где m – константа, зависящая от физических свойств рабочего тела; $q(\lambda_i)$ – ГДФ плотности тока

Частота вращения ротора (n) и мощность, затрачиваемая на вращение:

$$N_k = L_k^* G_B$$

СВЯЗЬ МЕЖДУ ПАРАМЕТРАМИ СТУПЕНИ И КОМПРЕССОРА



Связь некоторых одноименных параметров МОК и ступени ОК.

Работа компрессора равна сумме работ вращения всех ступеней:

$$L_K^* = i_K^* - i_B^* = i_K^* - i_{K-1}^* + i_{K-1}^* - \dots - i_{II}^* + i_{II}^* - i_B^*$$

Если учесть, что $i_K^* - i_{K-1}^* = H_z^*$, $i_{K-1}^* - i_{K-2}^* = H_{z-1}^*$ и т.д. то получим $L_K^* = \sum_{i=1}^z H_{ст i}^*$

Степень сжатия компрессора равна произведению степеней сжатия отдельных ступеней МОК:

$$\pi_K^* = \frac{p_{II}^*}{p_B^*} \frac{p_{III}^*}{p_{II}^*} \dots \frac{p_K^*}{p_{K-1}^*} = \prod_{i=1}^z \pi_{ст i}^*$$

Наиболее сложной является связь между η_K^* и $\eta_{ст}^*$. Рассмотрим в качестве примера процесс сжатия воздуха в трехступенчатом компрессоре ОК в p - V диаграмме. Точки I, II и III соответствуют состоянию воздуха на входе в первую, вторую и третью ступени. Линия 1- K_s изображает процесс изоэнтропического сжатия воздуха в компрессоре (как в едином элементе). В то же время процессы изоэнтропического сжатия для второй и третьей ступеней при тех же значениях давления и плотности воздуха, которые в действительности имеют место на входе в эти ступени, изображены в виде линий II-III' и III-K'.

Они свидетельствуют о том, что сумма изоэнтропийных работ сжатия воздуха во всех трех ступенях больше изоэнтропической работы компрессора (как единого элемента) на величину, на величину пропорциональной заштрихованной площади:

$$L_{KS}^* < \sum_{i=1}^z H_{с ст i}^*$$

Этот результат – проявление эффекта теплового сопротивления (ΔL_{Vi}) в МОК, он связан с тем, что температура воздуха на входе в каждую ступень оказывается выше, чем она была бы при $L_{ri}=0$. А это требует увеличение работы сжатия в каждой ступни.

СВЯЗЬ МЕЖДУ ПАРАМЕТРАМИ СТУПЕНИ И КОМПРЕССОРА

Согласно определению η_K^* и $\eta_{ct i}^*$, выражен $L_K^* = \sum_{i=1}^z H_{ct i}^*$ можно записать в виде $\frac{L_{KS}^*}{\eta_K^*} = \sum_{i=1}^z \frac{H_{s ct i}^*}{\eta_{ct i}^*}$

Где $\eta_{ct i}^*$ - КПД i-ой ступени

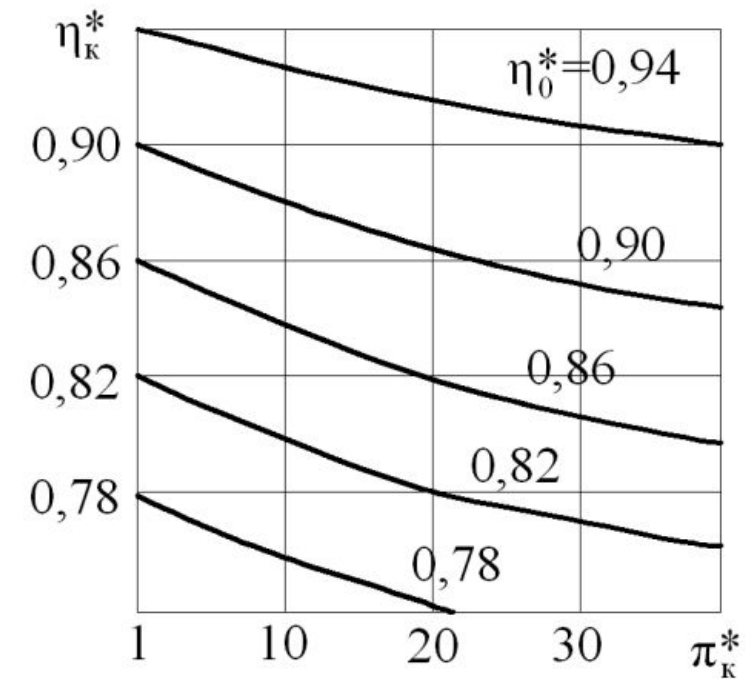
Принимая $\eta_{ct i}^* = \eta_0^* = \text{const}$, получим $\eta_K^* = \eta_0^* \frac{L_{KS}^*}{\sum_{i=1}^z H_{s ct i}^*}$

Из выше сказанного следует, η_K^* и $\eta_{ct i}^*$. Причем это различие возрастает с ростом π_K^* , так как более высоким π_K^* соответствует и более высокие уровни ΔL_V . Можно показать, что с достаточной степенью точности η_K^* и η_0^* связаны соотношением

$$\eta_K^* = \frac{e_K^* - 1}{(e_K^*)^{1/\eta_0^*} - 1}$$

Зависимость η_K^* от π_K^* , определяется данной формулой и может быть представлена графически. Как видно из графика, величина η_K^* оказывается, как правило тем ниже, чем больше степень повышения давления в компрессоре.

Например, пусть на расчетном режиме среднее значение КПД ступени равно $\eta_0^* = 0,86$. При $\pi_K^* = 10$ $\eta_K^* = 0,84$, а при $\pi_K^* = 20$ это же значение составляет всего 0,82



ФОРМЫ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ И ИЗМЕНЕНИЕ ОСЕВОЙ СКОРОСТИ ПО ТРАКТУ ОСЕВОГО

При условии постоянства расхода через проточную часть осевого компрессора увеличение плотности рабочего тела в проточной части компрессора, согласно уравнению неразрывности, должно сопровождаться либо снижением осевой составляющей скорости, либо уменьшением площади поперечного сечения проточной части (высоты лопатки):

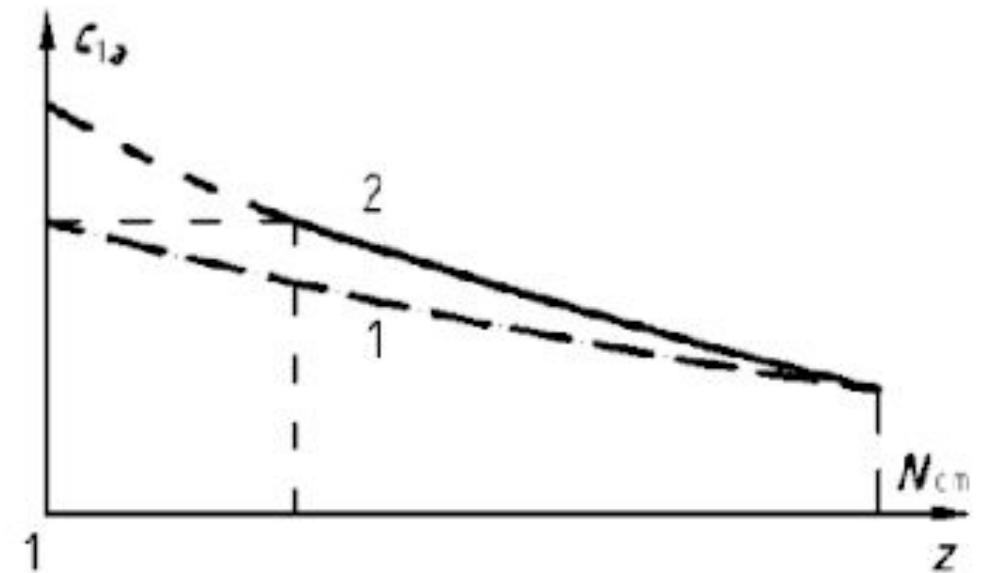
- уменьшение только осевой составляющей скорости ведет к тому, что в последних ступенях сильно снижается закрутка потока в решетке Δw_u (при заданной густоте решетки), что влечет за собой снижение адиабатической работы;

уменьшение площади поперечного сечения увеличивает концевые потери в последних ступенях, что снижает КПД этих ступеней. Исходя из этого, принимается компромиссное решение с одновременным снижением по длине проточной части осевой составляющей скорости и площади поперечного сечения. Отметим, что снижение осевой скорости полезно и с точки зрения обеспечения стабильной работы камеры сгорания.

На входе в компрессор целесообразно выбирать значение c_a из следующих соображений: приведенная скорость должна быть равна $\lambda_1 = 0,5 \dots 0,6$.

Обычно на выходе из компрессора $c_a \leq 120 \dots 140$ м/с в стационарных компрессорах и $c_a \leq 180$ м/с – в компрессорах авиадвигателей. Следует учитывать и то, что падение c_a в одной ступени не должно превышать $10 \dots 15$ м/с. Характер же снижения c_a по проточной части компрессора может быть различен.

1 – для дозвукового компрессора; 2 – для компрессора с первой сверхзвуковой ступенью



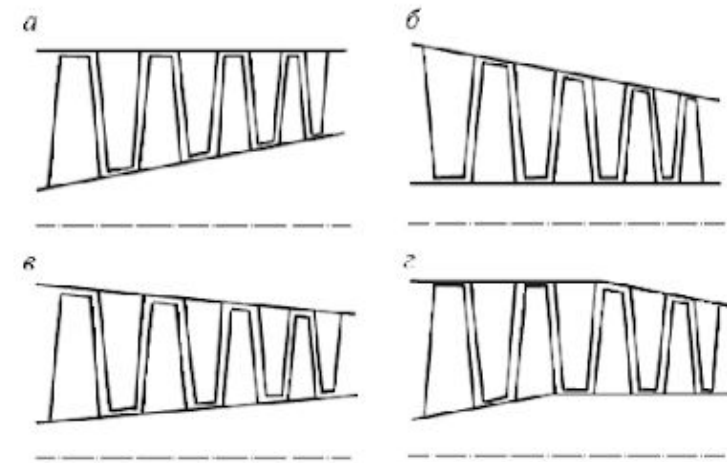
ФОРМЫ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ И ИЗМЕНЕНИЕ ОСЕВОЙ СКОРОСТИ ПО ТРАКТУ ОСЕВОГО

Уменьшение высоты лопаток от первой к последней ступени возможно либо за счет увеличения корневого диаметра, либо за счет уменьшения наружного диаметра.

Проточная часть с постоянным наружным диаметром (а) обеспечивает рост напорности от ступени к ступени за счет увеличения D_{cp} и, соответственно, u_{cp} . По сравнению с другими типами проточной части здесь число ступеней, при прочих равных условиях, меньше. При этом высота лопаток и, соответственно, КПД последних ступеней несколько меньше, чем в проточных частях других типов. Проточная часть с постоянным корневым диаметром (б) обладает более высокой технологичностью ротора и рабочих лопаток, более высоким значением КПД последних ступеней. Часто применяют комбинации указанных типов проточных частей.

Уменьшение проходного сечения вдоль тракта компрессора позволяет поддерживать необходимые значения осевой составляющей скорости для обеспечения напорности ступеней. С другой стороны, чрезмерные значения осевой составляющей скорости, особенно в хвостовых ступенях, вызывают увеличение концевых потерь, а в последней ступени – и рост потерь с выходной скоростью.

Степень реактивности в первых ступенях обычно принимают $p \approx 0,5$, если нет ограничений по малой окружной скорости, а в последующих ступенях по мере повышения температуры рабочего тела p немного увеличивают. Кроме того, из-за роста температуры в каждой последующей ступени и при сохранении принятых чисел Маха, повышение степени реактивности от первой ступени к последней позволяет снизить π_k^* в последних ступенях.



а – $D_n \approx \text{const}$; б – $D_k \approx \text{const}$; $D_{cp} \approx \text{const}$; в – с переменным наружным, корневым и средним диаметрами