



САМАРСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
SAMARA UNIVERSITY

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ТУРБОМАШИН

Доцент каф. ТДЛА Самарского
университета,
Батурин Олег Витальевич

443086 г. Самара, Московское шоссе 34,
комн. 336-5 Tel: (846)267-45-94
oleg.v.baturin@gmail.com

Самара 2019



ИСПОЛЬЗУЕМЫЕ ДОПУЩЕНИЯ

В данном разделе и далее в курсе используются следующие допущения*:

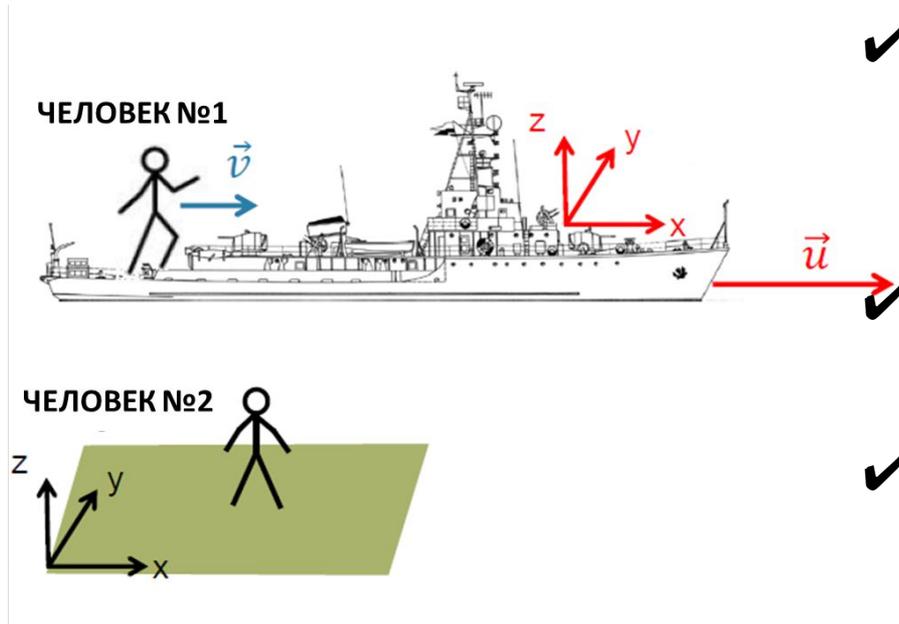


- ✍ Поток рассматривается в дискретных контрольных сечениях вдоль магистрального направления движения рабочего тела
- ✍ В контрольных сечениях значения параметров потока - осреднены в окружном и радиальном направлениях
- ✍ Течение - установившееся и равномерное ($p, c, T \neq f(t)$)
- ✓ Рабочее тело – идеальный газ
- ✓ Теплообмен между стенками канала и потоком не учитывается
- ✓ Течение в межлопаточных каналах одного лопаточного венца идентично



ОТНОСИТЕЛЬНОЕ ДВИЖЕНИЕ В ТУРБОМАШИНАХ

- ✓ Относительное движение широко распространено в технике:

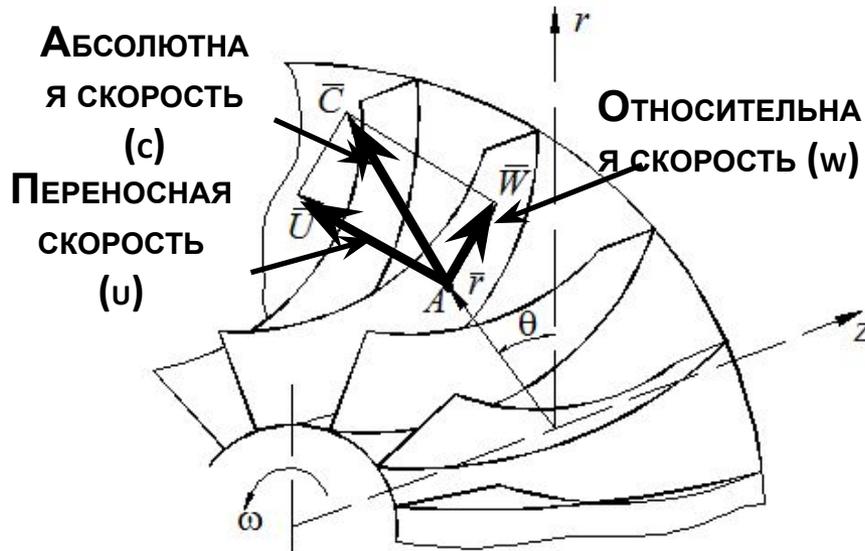


- ✓ Система координат (СК) человека №1 (корабль) подвижная (относительная)
 - ✓ СК человека №2 неподвижная (абсолютная)
 - ✓ Скорость движения человека №1 в относительной СК – v
 - ✓ Относительная СК (корабль) движется относительно подвижной – u
 - ✓ Скорость человека №1 относительно №2 – $v+u$
- ✓ Человек №1 идет со скоростью v на палубе корабля
 - ✓ Человек №2 стоит на земле неподвижно
 - ✓ Корабль движется со скоростью u



ОТНОСИТЕЛЬНОЕ ДВИЖЕНИЕ В ТУРБОМАШИНАХ

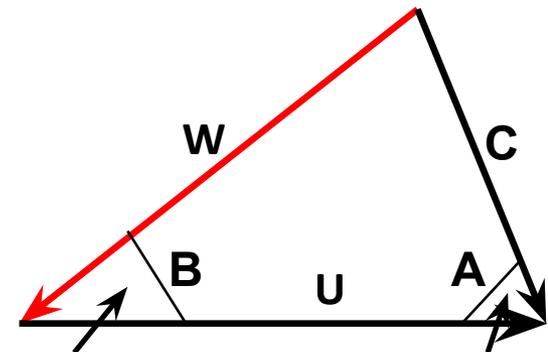
- ✓ В рабочем колесе частицы газа участвуют в сложном движении:



СКОРОСТИ В ТУРБОМАШИНЕ СВЯЗАНЫ ВЕКТОРНЫМ РАВЕНСТВОМ

$$\bar{c} = \bar{w} + \bar{u}$$

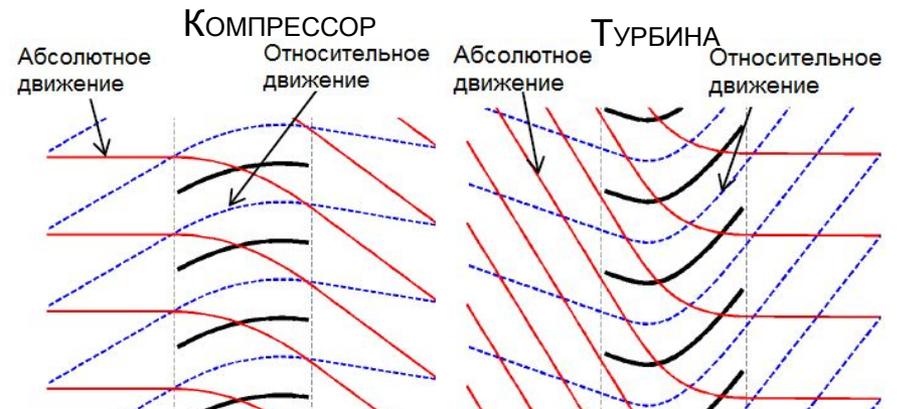
РАВЕНСТВО МОЖЕТ ИЗОБРАЖАЕТСЯ В ВИДЕ ВЕКТОРНОГО ТРЕУГОЛЬНИКА



Угол потока в ОТНОСИТЕЛЬНОМ ДВИЖЕНИИ (B)

Угол потока в АБСОЛЮТНОМ ДВИЖЕНИИ (A)

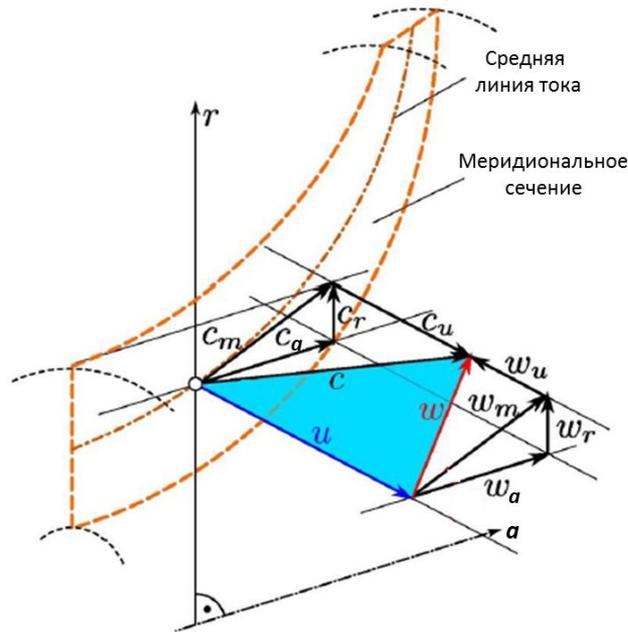
ТРАЕКТОРИИ ДВИЖЕНИЯ ЧАСТИЦ В РАЗЛИЧНЫХ СИСТЕМАХ КООРДИНАТ





ОТНОСИТЕЛЬНОЕ ДВИЖЕНИЕ В ТУРБОМАШИНАХ

ПРОИЗВОЛЬНЫЙ ТРЕУГОЛЬНИК СКОРОСТЕЙ



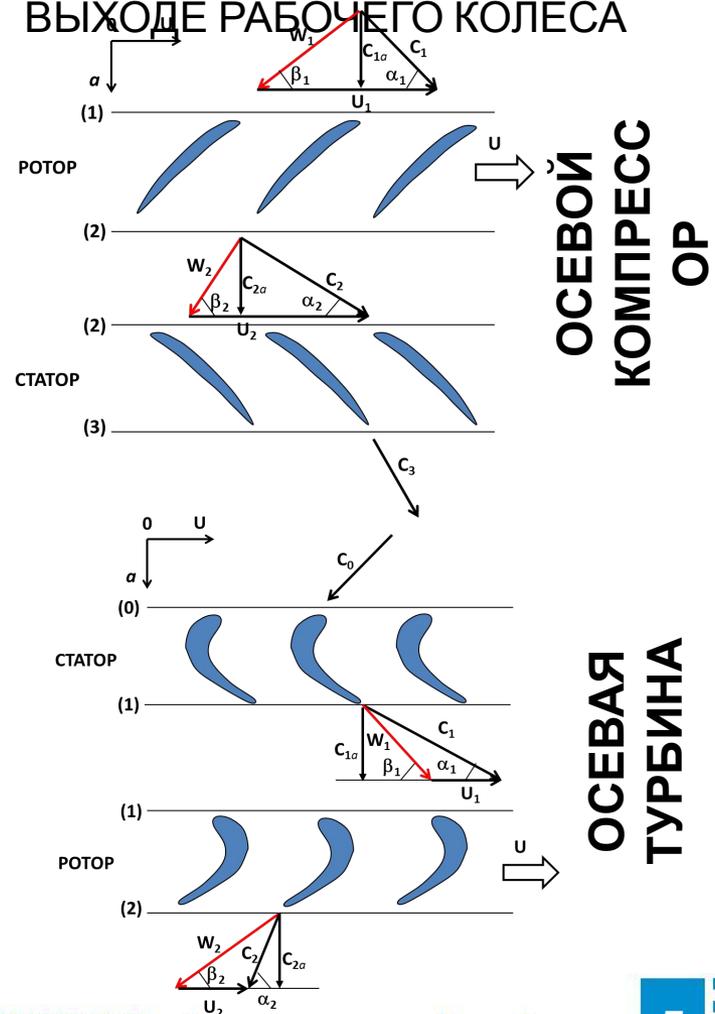
Из рисунка видно:

$$w_m = c_m$$

$$w_a = c_a$$

$$w_r = c_r$$

ТРЕУГОЛЬНИКИ СКОРОСТЕЙ ИЗОБРАЖАЮТСЯ ДЛЯ ОСРЕДНЕННЫХ ЗНАЧЕНИЙ СКОРОСТИ НА ВХОДЕ И ВЫХОДЕ РАБОЧЕГО КОЛЕСА



ОСЕВОЙ КОМПРЕССОР

ОСЕВАЯ ТУРБИНА



КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ ИЗ ТЕРМО И ГАЗОДИНАМИКИ

✓ СОСТОЯНИЕ ЖИДКОСТИ ИЛИ ГАЗА ОПИСЫВАЮТ:

- Давление p
- Температура T
- Плотность ρ или удельный объем $v; \rho = \frac{1}{v}$

✓ Параметры состояния связаны между собой уравнением состояния

ИДЕАЛЬНЫЙ ГАЗ

УРАВНЕНИЕ МЕНДЕЛЕЕВА - КЛАЙПЕРОНА

$$pv = \frac{p}{\rho} = RT$$

РЕАЛЬНЫЙ ГАЗ

УРАВНЕНИЕ ВАН – ДЕР ВААЛЬСА

$$\left(p + \frac{a}{v^2}\right)(v - b) = RT$$

УРАВНЕНИЕ БОГОЛЮБОВА - МАЕРА

$$pv = RT \left(1 + \sum \frac{k}{k+1} \frac{\beta}{v^k}\right)$$





КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ ИЗ ТЕРМО И ГАЗОДИНАМИКИ

ПЕРВЫЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМИКИ

$$dQ = du + pdv = c_v dT + pdv$$

Тепло, подведенное к системе, идет на увеличение внутренней энергии и работу против внешних сил (сил давления), действующих извне на систему

- ✓ **Правило знаков:** «плюс» - энергия подводится, а «минус» - энергия отбирается



- ✓ Признак работы – физическое движение
- ✓ **Энтальпия** - сумма внутренней энергии тела и работы, которую необходимо затратить, чтобы тело объёмом v ввести в окружающую среду, имеющую давление p и находящуюся с телом в равновесном

$$di = du + d(pv) = c_p dt$$



КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ ИЗ ТЕРМО И ГАЗОДИНАМИКИ

УРАВНЕНИЯ ПРОЦЕССА

$$\frac{p}{\rho^n} = pv^n = const$$

n – показатель политропы

✓ Для любого процесса справедливо:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right)^n; \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}$$

✓ Процесс в идеальной турбомашине – адиабатный

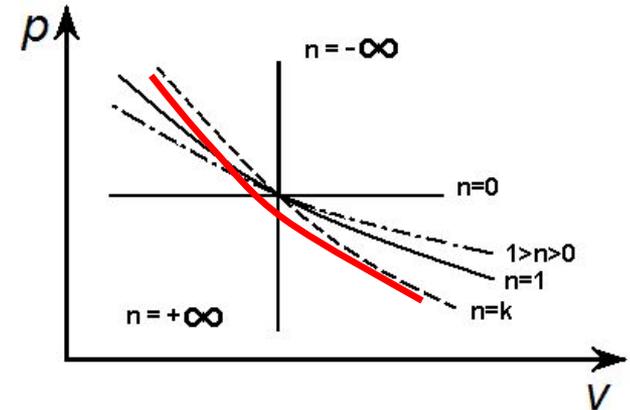
$$\frac{p}{\rho^k} = pv^k = const \quad \frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right)^k; \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$

k - показатель изоэнтропы, $k = \frac{c_p}{c_v}$

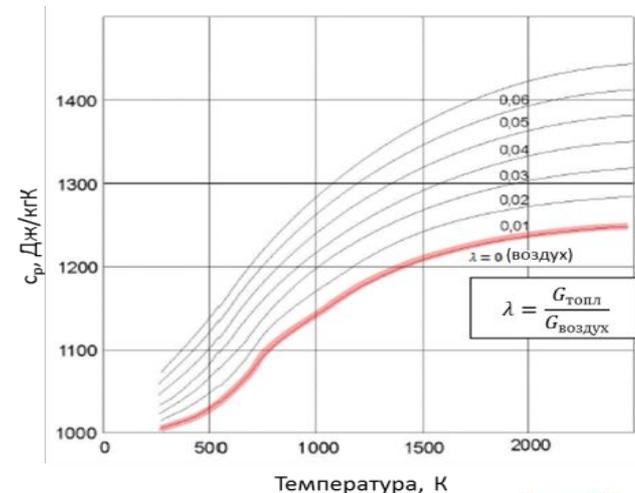
✓ Уравнение Маера:

$$c_p = c_v + R$$

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ НА P-V ДИАГРАММЕ

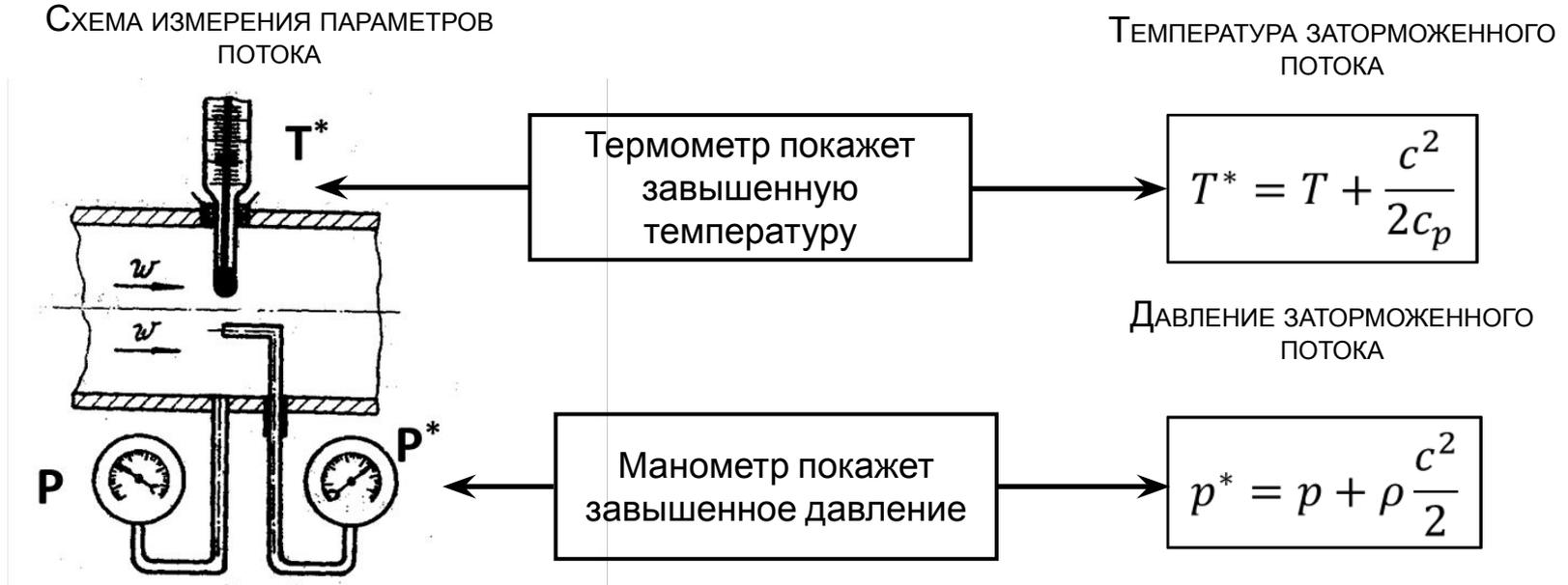


ЗАВИСИМОСТЬ ТЕПЛОЕМКОСТИ ОТ ТЕМПЕРАТУРЫ И СОСТАВА РАБОЧЕГО ТЕЛА





ПАРАМЕТРЫ ЗАТОРМОЖЕННОГО ПОТОКА



✓ Параметры торможения – характеризуют энергетику потока

✓ Как измерить статические параметры?

- ПЕРЕМЕЩАТЬ СРЕДСТВА ИЗМЕРЕНИЯ СО СКОРОСТЬЮ ПОТОК
- СТАТИЧЕСКОЕ ДАВЛЕНИЕ ИЗМЕРЯЕТСЯ ЧЕРЕЗ ОТВЕРСТИЯ В СТЕНКАХ ПЕРПЕНДИКУЛЯРНО ПОТОКУ
- СТАТИЧЕСКУЮ ТЕМПЕРАТУРУ ИЗМЕРЯЮТ РЕДКО



Зонд для измерения статического давления в потоке





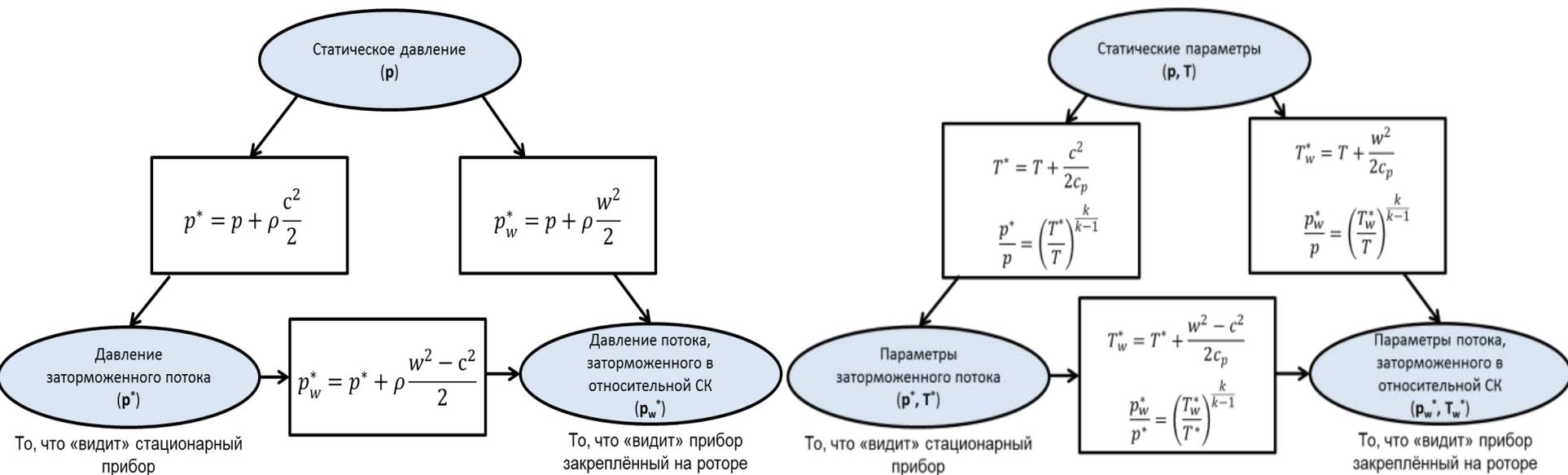
КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ ИЗ ТЕРМО И ГАЗОДИНАМИКИ

ПАРАМЕТРЫ ЗАТОРМОЖЕННОГО ПОТОКА

	АБСОЛЮТНАЯ СК	ОТНОСИТЕЛЬНАЯ СК
ЧТО РЕГИСТРИРУЕТ?	НЕПОДВИЖНЫЙ ПРИБОР	НЕПОДВИЖНЫЙ ПРИБОР НА РОТОРЕ
ТЕМПЕРАТУРА	$T^* = T + \frac{c^2}{2c_p}$	$T_w^* = T + \frac{w^2}{2c_p}$
ДАВЛЕНИЕ	$p^* = p + \rho \frac{c^2}{2}$	$p_w^* = p + \rho \frac{w^2}{2}$

То, что «видит» газ

То, что «видит» газ





БЕЗРАЗМЕРНЫЕ СКОРОСТИ ПОТОКА

- ✓ Структура потока и уровень потерь в каналах зависит от соотношения между физической скоростью и скоростью звука
- ✓ Скорость звука переменная, и зависит от температуры:



$$a = \sqrt{kRT}$$

- ✓ При анализе течения пользоваться физической скоростью не удобно
- ✓ Применяют безразмерные скорости:

- Число Маха (1887) (Берстоу, Маевского)

- Приведенную скорость

$$M = \frac{c}{a} = \frac{c}{\sqrt{kRT}}$$

$$\lambda = \frac{c}{c_{кр}} = \frac{c}{\sqrt{\frac{2k}{k+1}RT^*}}$$

$$\lambda^2 = \frac{\frac{k+1}{2}M^2}{1 + \frac{k-1}{2}M^2}$$

$$M^2 = \frac{\frac{2}{k+1}\lambda^2}{1 - \frac{k-1}{k+1}\lambda^2}$$

КЛАССИФИКАЦИЯ ТУРБОМАШИН ПО СКОРОСТИ

λ, M	Диапазон
$0,9 <$	Дозвуковой
$0,9 - 1,1$	Трансзвуковой
$> 1,1$	Сверхзвуковой



ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ ФУНКЦИИ (ГДФ)

- ✓ *безразмерные функции приведенной скорости λ или числа Маха M , равные отношению параметров потока, к значениям этих параметров в критических сечениях или к значениям параметров заторможенного*

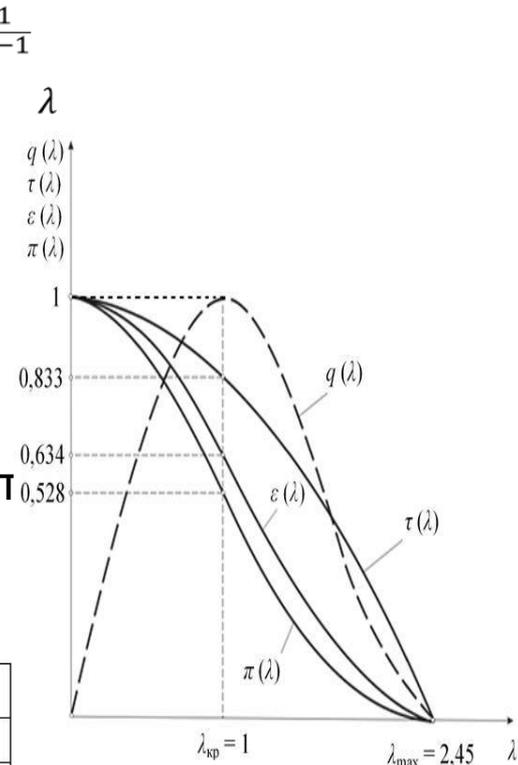
$$\tau(\lambda) = \frac{p}{T^*} = 1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2 \quad q(\lambda) = \frac{F}{F_{кр}} = \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}} \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2\right)^{\frac{1}{k-1}}$$

$$\pi(\lambda) = \frac{p}{p^*} = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2\right)^{\frac{k}{k-1}} \quad \varepsilon(\lambda) = \frac{\rho}{\rho^*} = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2\right)^{\frac{1}{k-1}}$$

- ✓ Значения ГДФ зависят только от λ и свойств рабочего т
- ✓ Зная одну ГДФ можно найти все остальные
- ✓ ГДФ часто

Газодинамические функции для воздуха (k=1,4)

λ	M	$\tau(\lambda)$	$\pi(\lambda)$	$\varepsilon(\lambda)$	$q(\lambda)$
0,500	0,4663	0,9583	0,8616	0,8991	0,7091
0,510	0,4760	0,9567	0,8563	0,8951	0,7201
0,520	0,4858	0,9549	0,8510	0,8911	0,7310
0,530	0,4956	0,9532	0,8455	0,8870	0,7416



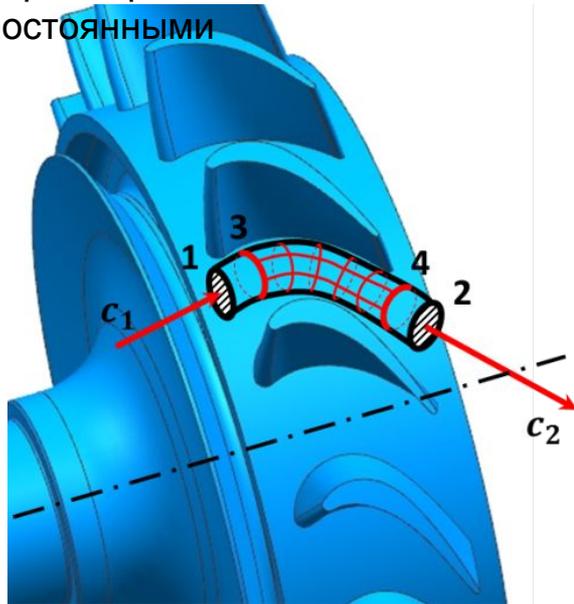


УРАВНЕНИЕ НЕРАЗРЫВНОСТИ

В ТУРБОМАШИНЕ ВЫДЕЛЯЕТСЯ ЭЛЕМЕНТАРНАЯ СТРУЙКА

Допущения:

1. Боковые стенки струйки – непроницаемы
2. Поперечное сечение настолько мало, что параметры в нем можно считать постоянными



- 1- 4 – Начальное положение струйки
- 3-2 – Положение струйки через время dt
- 3-4 – Участок струйки, не изменившийся за время dt



Вытекающая масса 1-3 равна вытекающей

2-4

$$dm_{1-3} = dm_{2-4}$$

$$dm_{1-3} = \rho_1 dV_{1-3} = \rho_1 dF_1 c_{1n} dt$$

$$dm_{2-4} = \rho_2 dV_{2-4} = \rho_2 dF_2 c_{2n} dt$$

$$dG = \frac{dm}{dt} = \rho_1 dF_1 c_{1n} = \rho_2 dF_2 c_{2n} = const$$

$$G = \sum_{i=1}^z (\rho_1 dF_1 c_{1n})_i = \sum_{i=1}^z (\rho_2 dF_2 c_{2n})_i$$

$$G = \int_{F_1} \rho_1 dF_1 c_{1n} = \int_{F_2} \rho_2 dF_2 c_{2n}$$

$$G = \rho F c_n + \Delta G_{\text{под}} - \Delta G_{\text{ут}}$$

УРАВНЕНИЕ НЕРАЗРЫВНОСТИ

Важно: расход определяет проекция

скорости нормальная поверхности

течения



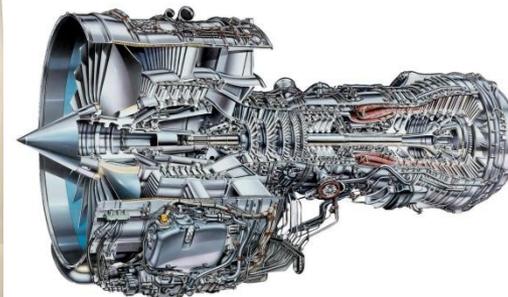


УРАВНЕНИЕ НЕРАЗРЫВНОСТИ

ДОПУЩЕНИЕ: расходные скорости равны: $c_{1n} \approx c_{2n}$

Узел	Компрессор	Турбина
Плотность (ρ)	расте 	уменьшаетс 
	$\frac{F_1}{F_2} = \frac{\rho_2 c_{2n}}{\rho_1 c_{1n}} > 1$	$\frac{F_1}{F_2} = \frac{\rho_2 c_{2n}}{\rho_1 c_{1n}} < 1$
Высота лопатки	Уменьшается к выходу  	Растет к выходу  

ПРИМЕРЫ ПРОТОЧНЫХ ЧАСТЕЙ ТУРБОМАШИН





УРАВНЕНИЕ НЕРАЗРЫВНОСТИ

УРАВНЕНИЕ НЕРАЗРЫВНОСТИ В ПАРАМЕТРАХ ТОРМОЖЕНИЯ

$$G = \frac{mFp^*}{\sqrt{T^*}} q(\lambda) \cdot \sin\alpha$$

$$\text{где } m = \sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}$$

m – константа
зависит только от
свойств рабочего тела

Пример 1: На входе в РК ЦБК $c_{1a} = 85 \text{ м/с}$; $\alpha_1 = 70^\circ$; $d_{1em} = 20 \text{ мм}$; $d_{1к} = 40 \text{ мм}$; $p_1^* = 90 \text{ кПа}$; $T_1^* = 290 \text{ К}$. На выходе из ЦБК $c_{2R} = 75 \text{ м/с}$; $p_2^* = 240 \text{ кПа}$; $T_2^* = 330 \text{ К}$; $D_2 = 60 \text{ мм}$; $\alpha_2 = 12^\circ$. Определите высоту лопатки на выходе b_2 .

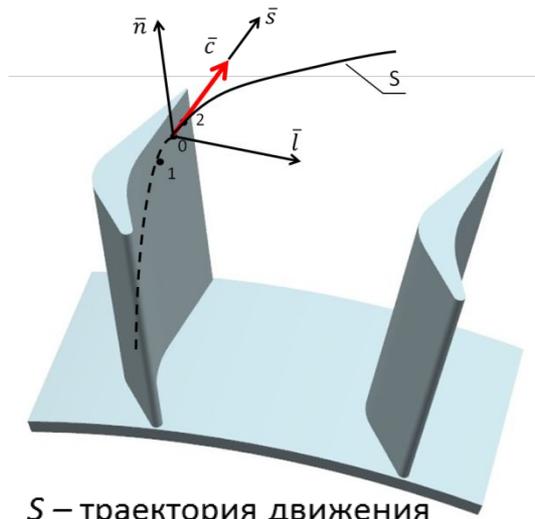
Пример 2: Расход воздуха на входе в компрессор $G = 40 \text{ кг/с}$. Параметры потока на входе в компрессор: $p_H^* = 101325 \text{ Па}$; $T_H^* = 295 \text{ К}$. На входе в РК $d_{1em} = 180 \text{ мм}$; $d_{1к} = 600 \text{ мм}$; $\alpha_1 = 90^\circ$. Определите ρ_1 , ρ_1 , T_1 на входе в РК. Потерями на входе в РК пренебречь.

Пример 3: Для компрессора известны: скорость потока на входе $c_1 = 90 \text{ м/с}$; периферийный и втулочный диаметры проточной части $D_{1к} = 60 \text{ мм}$ и $D_{1em} = 30 \text{ мм}$, а также параметры рабочего тела на входе $T_H^* = 288 \text{ К}$ и $p_H^* = 101325 \text{ Па}$. Нужно определить расход воздуха через компрессор G , если известно, что вектор скорости c_1 имеет осевое направление.



УРАВНЕНИЕ ЭНЕРГИИ В МЕХАНИЧЕСКОЙ ФОРМЕ В АБСОЛЮТНОМ ДВИЖЕНИИ (УРАВНЕНИЕ БЕРНУЛЛИ)

ДВИЖЕНИЕ ЧАСТИЦЫ В ЛОПАТОЧНОЙ МАШИНЕ



S – траектория движения

c – скорость частицы

\vec{s} – касательная к траектории в точке O

\vec{n} – нормаль к \vec{s}

**УМНОЖАЕТСЯ НА ds
И ДЕЛИТСЯ НА dm**

ОБЛАСТЬ ТЕЧЕНИЯ ВОКРУГ ЧАСТИЦЫ

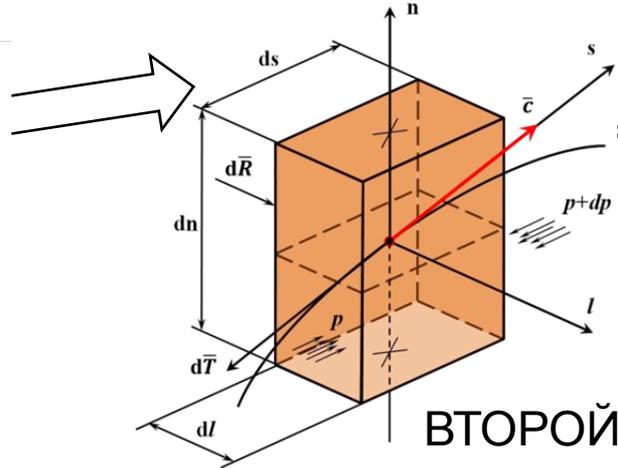
Силы, действующие на выделенный объем

Силы, действующие на область течения:

dp – силы давления

dT – сила гидравлического сопротивления

dR – сила, с которой лопатка воздействует на поток



ВТОРОЙ ЗАКОН НЬЮТОНА

$$d\vec{P} + d\vec{R} + d\vec{T} = dm \frac{d\vec{c}}{dt}$$

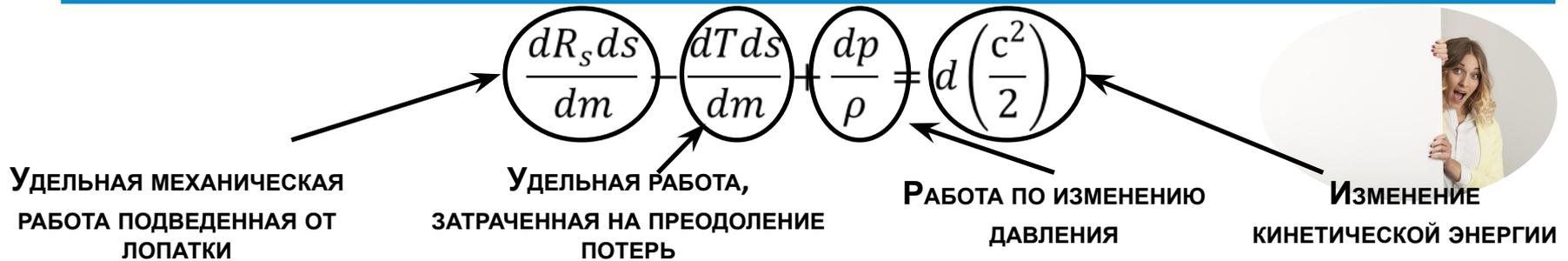
ВТОРОЙ ЗАКОН НЬЮТОНА В ПРОЕКЦИИ НА OS

$$dR_s - dT + p \cdot dl \cdot dn - (p + dp) \cdot dl \cdot dn = dm \frac{dc}{dt}$$

$$\frac{dR_s ds}{dm} - \frac{dT ds}{dm} + \frac{dp \cdot dl \cdot dn \cdot ds}{\rho \cdot ds \cdot dn \cdot dl} = \frac{ds}{dt} dc$$



УРАВНЕНИЕ ЭНЕРГИИ В МЕХАНИЧЕСКОЙ ФОРМЕ В АБСОЛЮТНОМ ДВИЖЕНИИ (УРАВНЕНИЕ БЕРНУЛЛИ)



$$L_M = \int_1^2 \frac{dp}{\rho} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + L_{r1-2}$$

УРАВНЕНИЕ ЭНЕРГИИ В МЕХАНИЧЕСКОЙ ФОРМЕ В АБСОЛЮТНОМ ДВИЖЕНИИ (УРАВНЕНИЕ БЕРНУЛЛИ)

СЛЕДСТВИЕ №1 - ДЛЯ КОМПРЕССОРА

$$L_{MK} = \int_1^2 \frac{dp}{\rho} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + L_{rK}$$

Работа, подводимая в компрессоре, расходуется на повышение давления, изменение кинетической энергии потока и преодоление гидравлических потерь

СЛЕДСТВИЕ №2 ДЛЯ ТУРБИНЫ

$$\int_2^1 \frac{dp}{\rho} = L_{MT} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + L_{rT}$$

Энергия, получаемая в результате расширения газа в турбине, расходуется на получение механической работы, изменение кинетической энергии потока и преодоление гидравлических потерь



УРАВНЕНИЕ ЭНЕРГИИ В МЕХАНИЧЕСКОЙ ФОРМЕ В АБСОЛЮТНОМ ДВИЖЕНИИ (УРАВНЕНИЕ БЕРНУЛЛИ)

СЛЕДСТВИЕ №3

$$\int_2^1 \frac{dp}{\rho} = L_{\text{MT}} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + L_{rT}$$

+

$$p^* = p + \frac{\rho c^2}{2}$$

$$L_M = \int_1^2 \frac{dp^*}{\rho} + L_r$$

Величина полного давления p^* в потоке рабочего тела меняется только в случае подвода или отвода механической энергии

КОЭФФИЦИЕНТ ВОССТАНОВЛЕНИЯ ПОЛНОГО ДАВЛЕНИЯ

$$\sigma = \frac{p_2^*}{p_1^*} = [0,1]$$

Применяется для оценки гидравлических потерь в энергоизолированных каналах энергии.

ул. Московское шоссе, д.34, г.Самара, 443086, тел.: +7 (846) 335-18-26, факс: +7 (846) 335-18-36, сайт: www.ssau.ru, e-mail: ssau@ssau.ru

СЛЕДСТВИЕ №4

Допущения:

- ✓ течение энергоизолировано
- ✓ потери энергии отсутствуют
- ✓ Плотность рабочего тела постоянна

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

В энергоизолированном потоке жидкости или газа, увеличение скорости потока вызывает снижение статического давления и наоборот

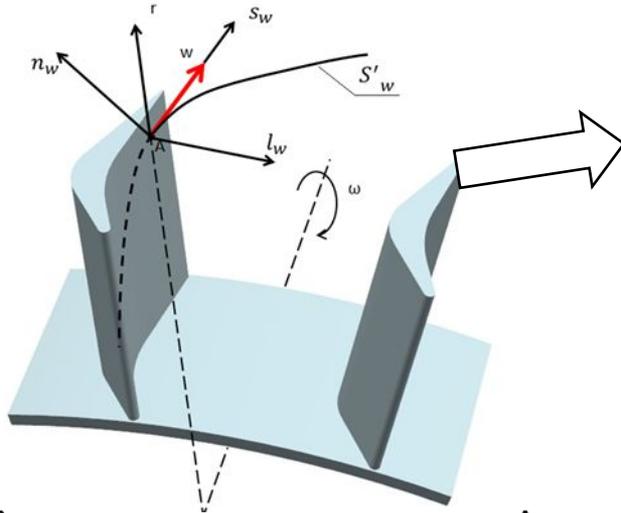
СХЕМА ВОЗНИКНОВЕНИЯ ПОДЪЕМНОЙ СИЛЫ КРЫЛА





УРАВНЕНИЕ ЭНЕРГИИ В МЕХАНИЧЕСКОЙ ФОРМЕ В ОТНОСИТЕЛЬНОМ ДВИЖЕНИИ

ДВИЖЕНИЕ ЧАСТИЦЫ В ЛОПАТОЧНОЙ МАШИНЕ



S_w – траектория движения точки А в

относительном движении

w – скорость движения частицы относительно

лопатки

\vec{s}_w – касательная к траектории в точке А

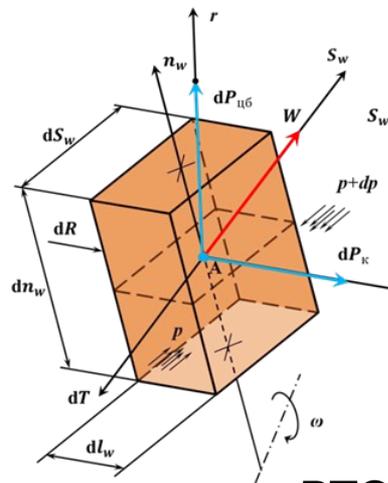
\vec{n}_w – нормаль к \vec{s}_w

**УМНОЖАЕТСЯ НА ds
И ДЕЛИТСЯ НА dm**

ОБЛАСТЬ ТЕЧЕНИЯ ВОКРУГ ЧАСТИЦЫ

Силы, действующие на
выделенный объем

Силы, действующие на область течения:



dp – силы давления

dT – сила гидравлического
сопротивления

dP_K – сила Кариолиса

$l_w dP_{цб}$ – центробежная сила

dR – сила с которой лопатка
воздействует на поток

ВТОРОЙ ЗАКОН НЬЮТОНА

$$d\bar{P} + d\bar{R} + d\bar{T} + d\bar{P}_K + d\bar{P}_{цб} = dm \frac{d\bar{w}}{dt}$$

ВТОРОЙ ЗАКОН НЬЮТОНА В ПРОЕКЦИИ

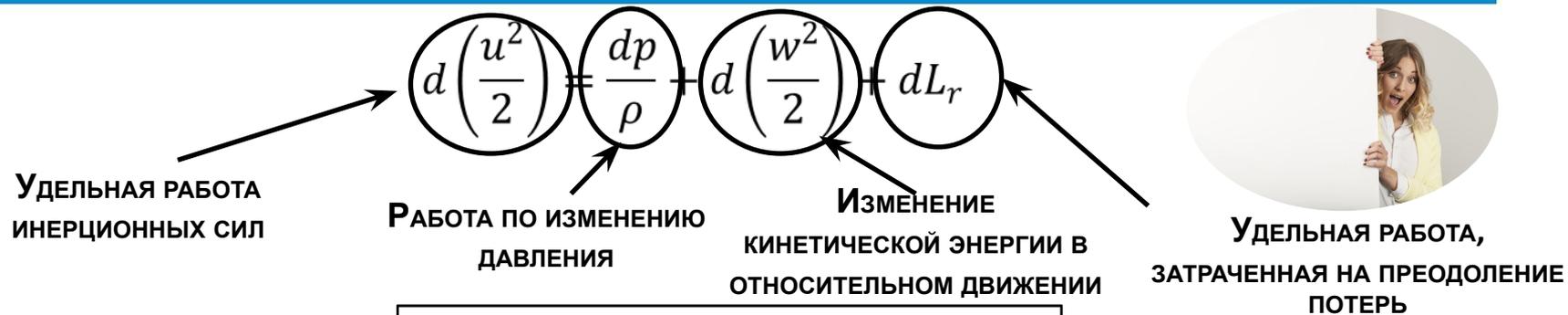
НА OS

$$\omega^2 \cdot r \cdot dm \cdot \frac{dr}{ds_w} - dT - dp \cdot dn_w \cdot dl_w = dm \frac{dw}{dt}$$

$$\omega^2 \cdot r \cdot dr - \frac{dT ds}{dm} - \frac{dp \cdot dn_w \cdot dl_w ds_w}{\rho \cdot dn_w \cdot dl_w ds_w} = \frac{ds_w}{dt} dw$$



УРАВНЕНИЕ ЭНЕРГИИ В МЕХАНИЧЕСКОЙ ФОРМЕ В ОТНОСИТЕЛЬНОМ ДВИЖЕНИИ



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

УРАВНЕНИЕ ЭНЕРГИИ В МЕХАНИЧЕСКОЙ ФОРМЕ В ОТНОСИТЕЛЬНОМ ДВИЖЕНИИ

СЛЕДСТВИЕ №1 - для ДВИЖЕНИЯ КОМПРЕССОРА

СЛЕДСТВИЕ №2 для ТУРБИНЫ

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

$$\int_2^1 \frac{dp}{\rho} = \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + L_r$$

Изменение давления происходит за счет движения рабочего тела в поле действия инерционных сил и преобразования части кинетической энергии относительного движения в потенциальную, вопреки гидравлическому сопротивлению L_r

Работа расширения газа в РК турбины расходуется на преодоление инерционных сил, на увеличение кинетической энергии в относительном движении и на преодоление гидравлического сопротивления L_r



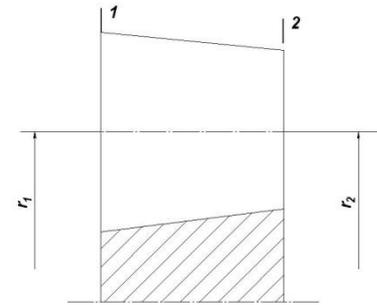
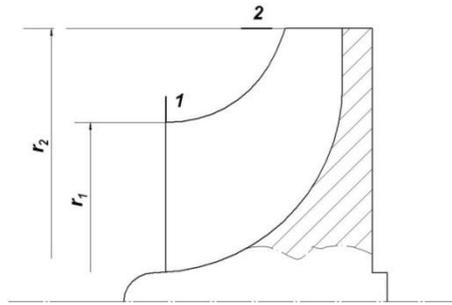


УРАВНЕНИЕ ЭНЕРГИИ В МЕХАНИЧЕСКОЙ ФОРМЕ В ОТНОСИТЕЛЬНОМ ДВИЖЕНИИ

СЛЕДСТВИЕ №3

Центробежный компрессор

Осевой компрессор



$$u_2 > u_1$$

$$u_2 = u_1$$

$$\frac{u_2^2 - u_1^2}{2} > 0$$

$$\frac{u_2^2 - u_1^2}{2} \rightarrow 0$$

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

$$\int_1^2 \frac{dp}{\rho} = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} - L_r$$

ПРИЧИНА
ПОВЫШЕНИЯ
ДАВЛЕНИЯ

1. Действие инерционных сил
2. Торможение потока в относительном движении

1. Торможение потока в относительном движении

СТЕПЕНЬ ПОВЫШЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ π_K^* ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА МЕНЬШЕ ЧЕМ У ЦБК



УРАВНЕНИЕ ЭНЕРГИИ В МЕХАНИЧЕСКОЙ ФОРМЕ В ОТНОСИТЕЛЬНОМ ДВИЖЕНИИ

СЛЕДСТВИЕ №3

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

$$+ \quad p_w^* = p + \rho \frac{w^2}{2}$$

$$\frac{u_2^2 - u_1^2}{2} = \int_1^2 \frac{dp_w^*}{\rho} + L_r$$

Вводится новый параметр - давление потока, заторможенного во вращающемся колесе

$$p_\omega^* = p_w^* - \frac{1}{2} \rho u^2 = p + \frac{1}{2} \rho \cdot (w^2 - u^2)$$

УРАВНЕНИЕ ЭНЕРГИИ В МЕХАНИЧЕСКОЙ ФОРМЕ В ОТНОСИТЕЛЬНОМ ДВИЖЕНИИ

$$\int_1^2 \frac{dp_\omega^*}{\rho} + L_r = 0$$

При идеальном (без потерь) течении рабочего тела, давление потока, заторможенного во вращающемся колесе,

сохраняется постоянным

ОЦЕНКА ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОВЕРШЕНСТВА РОТОРА

Коэффициент восстановления полного давления в РК

$$\sigma_{рк} = \frac{p_{\omega 2}^*}{p_{\omega 1}^*} = \frac{p_{w 2}^* - \frac{1}{2} \rho_2 u_2^2}{p_{w 1}^* - \frac{1}{2} \rho_1 u_1^2} = [0, 1]$$



УРАВНЕНИЕ ЭНЕРГИИ В МЕХАНИЧЕСКОЙ ФОРМЕ В ОТНОСИТЕЛЬНОМ ДВИЖЕНИИ

СЛЕДСТВИЕ №4 - ДЛЯ

КОМПРЕССОРА

$$\int_1^2 \frac{dp}{\rho} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} - L_r$$
$$+ L_{TK} = \int_1^2 \frac{dp}{\rho} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + L_r$$

$$L_T = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2}$$

*Подводимая в компрессоре работа
расходуется на увеличение кинетической
энергии в абсолютном движении, повышение
давления за счет действия центробежных сил
и повышение давления за счет торможения в
относительном движении*

СЛЕДСТВИЕ №5 ДЛЯ ТУРБИНЫ

$$\int_2^1 \frac{dp}{\rho} = \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + L_r$$
$$+ \int_2^1 \frac{dp}{\rho} = L_{TT} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + L_r$$

$$L_T = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2}$$

*Удельная теоретическая работа, совершаемая
газом на лопатках РК турбины, получается за
счет изменения кинетической энергии в СА и РК
и действия центробежных сил*



УРАВНЕНИЕ ЭНЕРГИИ В МЕХАНИЧЕСКОЙ ФОРМЕ В ОТНОСИТЕЛЬНОМ ДВИЖЕНИИ

Компрессор

Теоретический напор	
Динамический напор	
Статический напор	
Теоретический напор	
Внутренний напор (Подведенная работа)	$L_i = L_{\text{дин}} + L_{\text{стат}} + L_r + L_d + L_{\text{ут}} = L_T + L_d + L_{\text{ут}}$

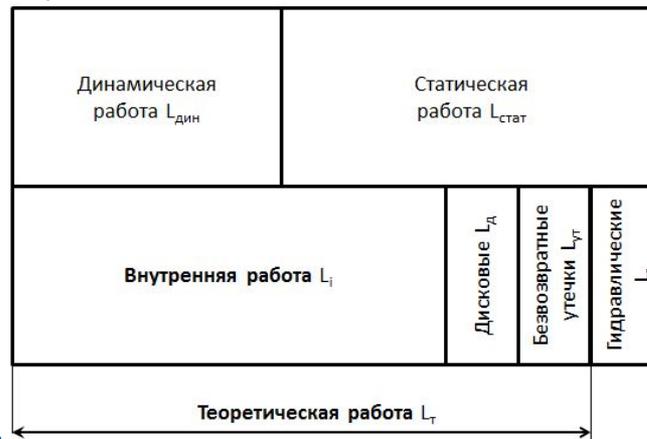




УРАВНЕНИЕ ЭНЕРГИИ В МЕХАНИЧЕСКОЙ ФОРМЕ В ОТНОСИТЕЛЬНОМ ДВИЖЕНИИ

Турбина

Теоретическая удельная работа	
Удельная динамическая работа	
Удельная статическая работа	
Теоретическая удельная работа	
Внутренняя удельная работа (Снятая работа)	$L_i = L_{\text{дин}} + L_{\text{стат}} - L_r - L_d - L_{\text{ут}}$





УРАВНЕНИЕ ЭНЕРГИИ В ТЕПЛОВОЙ ФОРМЕ В АБСОЛЮТНОМ ДВИЖЕНИИ

УРАВНЕНИЕ БЕРНУЛЛИ В ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОЙ ФОРМЕ:

$$dL_T = \frac{dp}{\rho} + d\left(\frac{c^2}{2}\right) + dL_r = \vartheta \cdot dp + d\left(\frac{c^2}{2}\right) + dL_r$$

Потери – единственный источник тепла в турбомашине

- ✓ Подведенное тепло расходуется на совершение работы и изменение внутренней энергии

Первое начало термодинамики

$$dQ_{BH} + dQ_r = p \cdot d\vartheta + d(c_v T)$$

ЭНТАЛЬПИ

$$d(p\vartheta) + d(c_v T) = di$$

$$dL_T + dQ_{BH} = d(p\vartheta) + d(c_v T) + d\left(\frac{c^2}{2}\right)$$

$$dQ_{BH} + dL_T = di + d\left(\frac{c^2}{2}\right) = di^* = c_p dT^*$$

$$Q_{BH} + L_T = (i_2 - i_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} = i_2^* - i_1^* = c_p T_2^* - c_p T_1^*$$

Уравнение энергии в тепловой форме в абсолютном

СЛЕДСТВИЕ №1

Подводимые в термодинамическом процессе внешнее тепло и работа идут на изменение энтальпии и кинетической энергии потока

СЛЕДСТВИЕ №2

Полная температура T^ рабочего тела меняется только тогда, когда в рабочем процессе подводится/отводится внешнее тепло и/или*

механическая работа



УРАВНЕНИЕ ЭНЕРГИИ В ТЕПЛОВОЙ ФОРМЕ В ОТНОСИТЕЛЬНОМ ДВИЖЕНИИ

УРАВНЕНИЕ ЭНЕРГИИ В МЕХАНИЧЕСКОЙ ФОРМЕ В ОТНОСИТЕЛЬНОМ

$$d\left(\frac{u^2}{2}\right) = \frac{dp}{\rho} + d\left(\frac{w^2}{2}\right) + dL_r = \vartheta \cdot dp + d\left(\frac{w^2}{2}\right) + dL_r$$

ДВИЖЕНИИ

Потери – единственный источник тепла в турбомашине

- ✓ Подведенное тепло расходуется на совершение работы и изменение внутренней энергии

Первое начало термодинамики

ЭНТАЛЬПИ

$$dQ_{\text{BH}} + dQ_r = p \cdot d\vartheta + d(c_v T)$$

$$d(p\vartheta) + d(c_v T) = di$$

$$d\left(\frac{u^2}{2}\right) + dQ_{\text{BH}} = d(p\vartheta) + d(c_v T) + d\left(\frac{w^2}{2}\right)$$

$$d\left(\frac{u^2}{2}\right) + dQ_{\text{BH}} = d(i) + d\left(\frac{w^2}{2}\right) = di_w^* = d(c_p T_w^*)$$

$$Q_{\text{BH}} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} = (i_2 - i_1) + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} = i_{2w}^* - i_{1w}^* = c_p T_{2w}^* - c_p T_{1w}^*$$

Уравнение энергии в тепловой форме в относительном движении



УРАВНЕНИЕ ЭНЕРГИИ В ТЕПЛОВОЙ ФОРМЕ В ОТНОСИТЕЛЬНОМ ДВИЖЕНИИ

$$Q_{\text{вн}} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} = (i_2 - i_1) + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} = i_{2w}^* - i_{1w}^* = c_p T_{2w}^* - c_p T_{1w}^*$$

СЛЕДСТВИЕ №1

Работа инерционных сил и подводимое в процессе тепло идут на изменение энтальпии и изменение кинетической энергии потока в относительном движении

СЛЕДСТВИЕ №3

Вводится новый параметр – температура потока, заторможенного во вращающемся

$$\frac{\text{колесе}}{T_w} = T_w^* - \frac{1}{2c_p} u^2 = T + \frac{1}{2} \rho (w^2 - u^2)$$

$$Q_{\text{вн}} = c_p T_{2w}^* - c_p T_{1w}^*$$

Температура потока, заторможенного во вращающемся колесе, изменяется только подводе/отводе внешнего тепла. В РК турбомашин $T_w^ = \text{const.}$*

СЛЕДСТВИЕ №2

Температура потока, заторможенного в относительном движении T_w^ , не зависит от аэродинамического совершенства лопаточной машины, она меняется только при подводе внешнего тепла и действии инерционных сил*

СЛЕДСТВИЕ №4

ДЛЯ ЦЕНТРОБЕЖНОГО

КОМПРЕССОРА

$$c_p (T_2 - T_1) = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2}$$

В РК ЦБ статическая температура возрастает из-за торможения потока в относительном движении и работы инерционных сил.

В РК осевого компрессора статическая температура растет только из-за

торможения потока в относительном движении



УРАВНЕНИЕ КОЛИЧЕСТВА ДВИЖЕНИЯ

✓ Импульс равнодействующей всех внешних и внутренних сил, действующих на тело массой m_T , равен изменению количества движения этой массы

$$\bar{R}dt = m_T d\bar{c}$$

КОМПРЕССОР

ПРОЕКЦИЯ УРАВНЕНИЯ НА oa

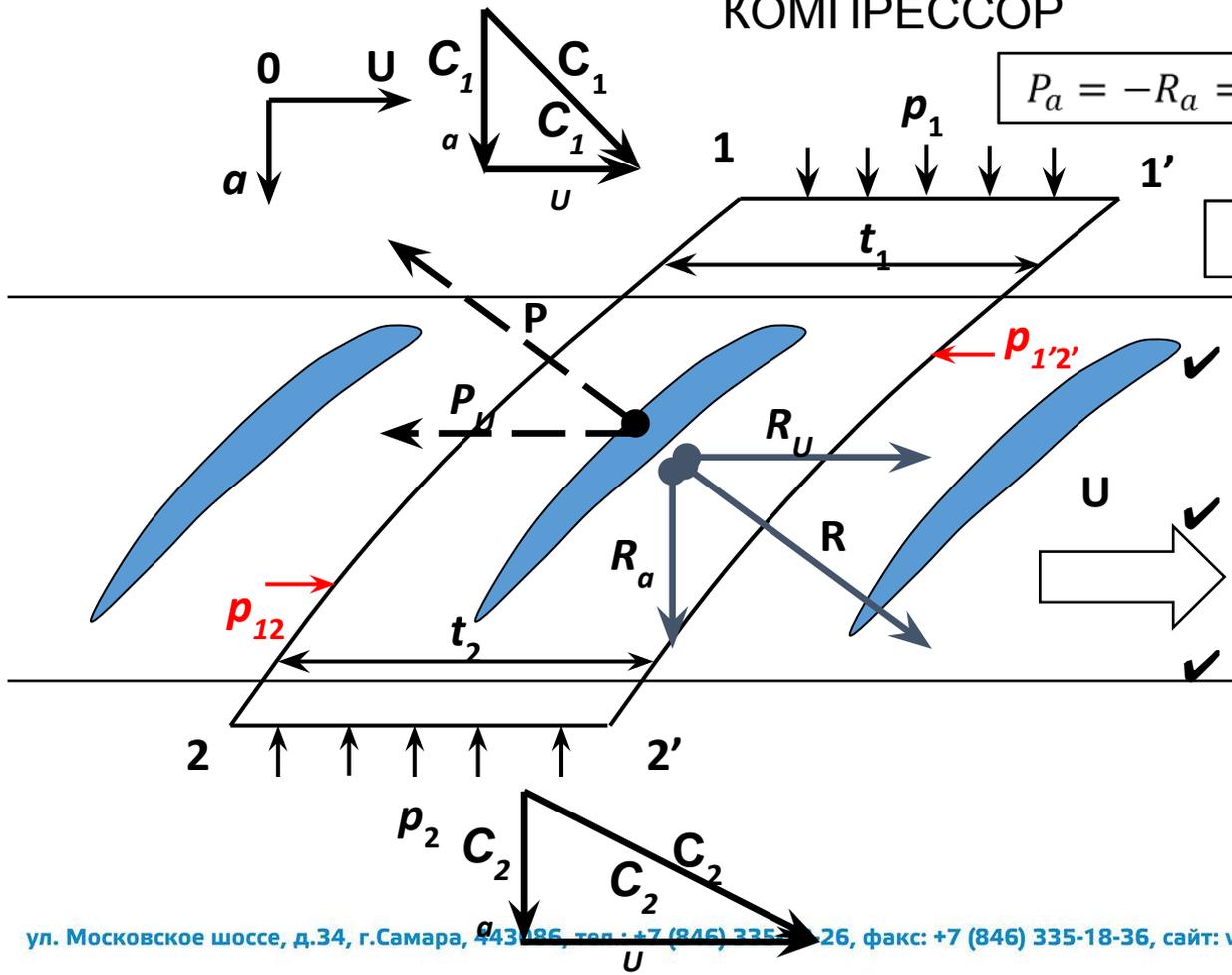
$$P_a = -R_a = G_c(c_{1a} - c_{2a}) + (p_1 - p_2)t_i dh_{л}$$

ПРОЕКЦИЯ УРАВНЕНИЯ НА ou

$$P_u = -R_u = G_c(c_{1u} - c_{2u})$$

СЛЕДСТВИЯ

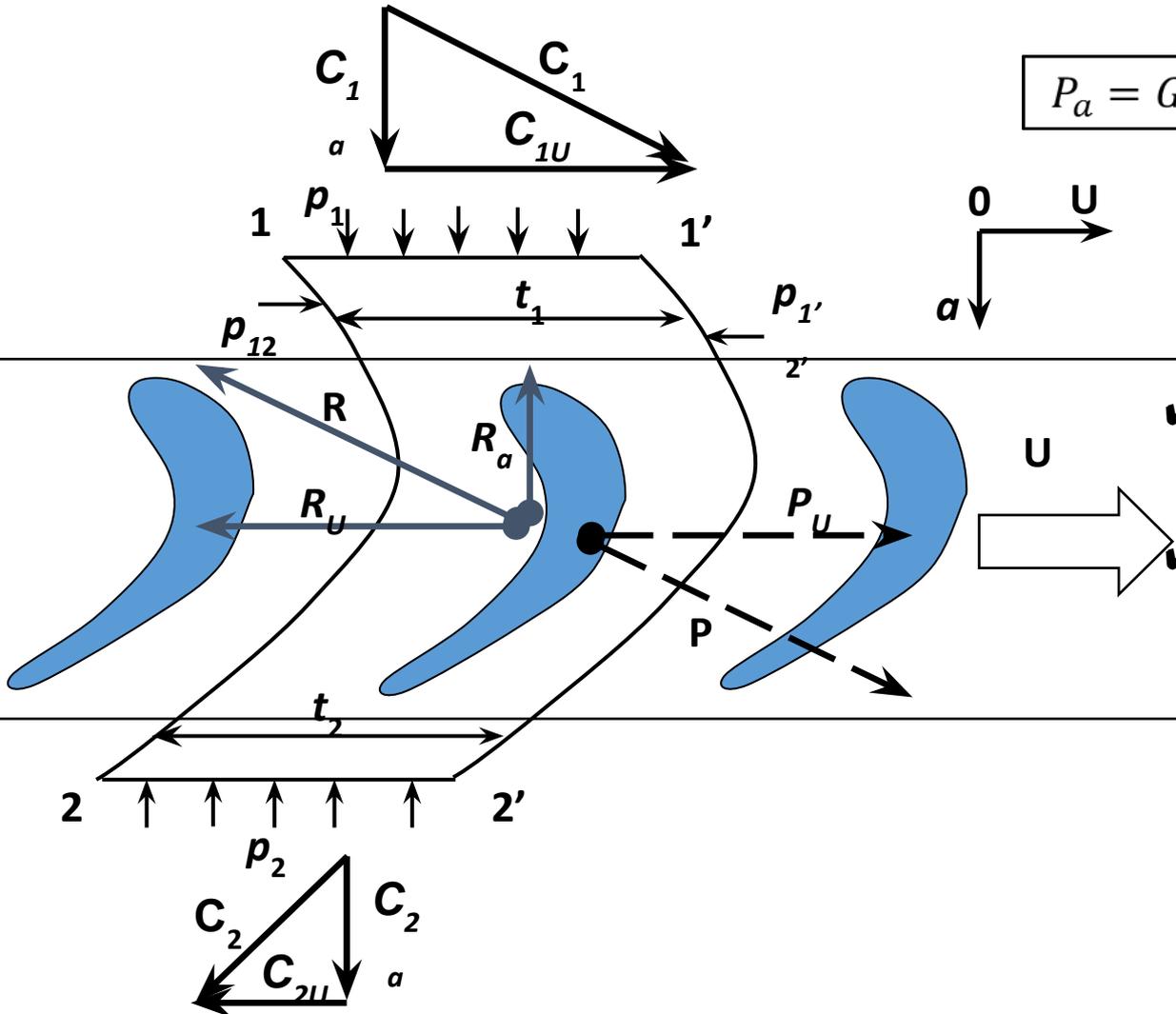
- ✓ Сила P_u сопротивляется вращению колеса
- ✓ Сила R_u подводит работу к потоку рабочего тела
- ✓ Сила R_a проталкивает рабочее тело через компрессор





УРАВНЕНИЕ КОЛИЧЕСТВА ДВИЖЕНИЯ

ТУРБИНА



ПРОЕКЦИЯ УРАВНЕНИЯ НА oa

$$P_a = G_c(c_{1a} - c_{2a}) + (p_1 - p_2)t_i dh_{л}$$

ПРОЕКЦИЯ УРАВНЕНИЯ НА ou

$$P_u = G_c(c_{1u} + c_{2u})$$

СЛЕДСТВИЕ

Сила P_u совпадает с вращением колеса. ✓

Она – причина вращения турбины. ✓

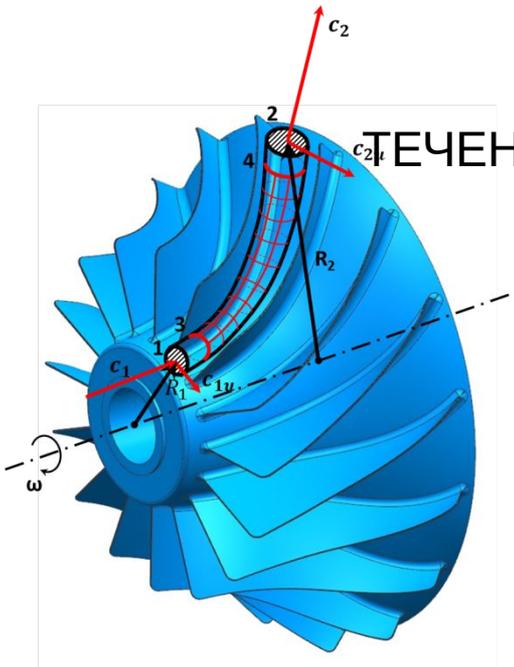


УРАВНЕНИЕ МОМЕНТОВ КОЛИЧЕСТВА ДВИЖЕНИЯ (УРАВНЕНИЕ ЭЙЛЕРА)

- ✓ Равнодействующая сил R , действующих на тело массой m_T и скоростью c_T , отстоящее от оси вращения на расстоянии r , создает крутящий момент относительно оси $O-O$

$$\frac{d}{d\tau} \sum \Delta m(c_u r) = dM$$

ТЕЧЕНИЕ В ПРОИЗВОЛЬНОЙ ТУРБОМАШИНЕ



- ✓ Уравнение моментов количества движения для движения элементарной струйки за время dt

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

$$\frac{M_{кр}\omega}{G} = L_T \quad dM_{кр} = dG(c_{2u}r_2 - c_{1u}r_1) \quad \text{УМНОЖАЕТСЯ НА } \omega \text{ И ДЕЛИТСЯ НА } G$$

$$M_{кр} = G(c_{2u}r_2 - c_{1u}r_1)$$

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

$$L_T = u_2 c_{2u} - u_1 \cdot c_{1u}$$

- 1-4 – Начальное положение струйки
- 3-2 – Положение струйки через время dt
- 3-4 – Участок струйки, не изменившийся за время dt



УРАВНЕНИЕ МОМЕНТОВ КОЛИЧЕСТВА ДВИЖЕНИЯ (УРАВНЕНИЕ ЭЙЛЕРА)

КРУТЯЩИЙ МОМЕНТ НА ВАЛУ РАВЕН СУММЕ ГАЗОВОЙ И КАРИОЛИСОВОЙ СИЛ

ГАЗОВАЯ СИЛА

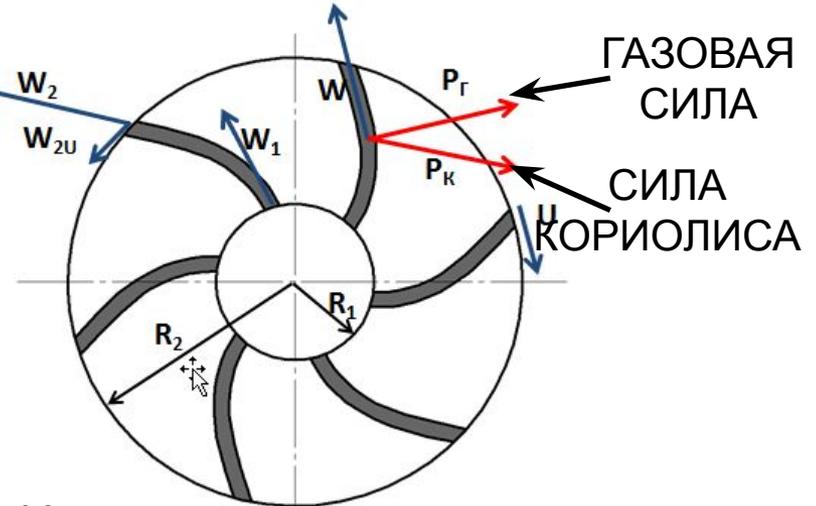
СИЛЫ

СХЕМА СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ЛОПАТКУ

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

МОМЕНТ ГАЗОВЫХ СИЛ

$$M_{\Gamma} = \frac{Gz\Gamma_w}{2\pi} = G(w_{1u}r_1 - w_{2u}r_2)$$



СИЛА КОРИОЛИСА

$$P_{ku} = -2\omega w_r$$

МОМЕНТ КОРИОЛИСОВЫХ СИЛ

$$M_K = G(r_1u_1 - r_2u_2)$$

КРУТЯЩИЙ МОМЕНТ НА ВАЛУ

$$M_K = G(w_{1u}r_1 - w_{2u}r_2) + G(r_2u_2 - r_1u_1)$$

$$M_T = G(w_{2u}r_2 - w_{1u}r_1) + G(r_2u_1 - r_1u_2)$$

УДЕЛЬНАЯ РАБОТА ЛОПАТОЧНОЙ МАШИНЫ

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

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

УДЕЛЬНАЯ РАБОТА ОСЕВОЙ ЛОПАТОЧНОЙ МАШИНЫ

КОМПРЕССОР

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

ТУРБИНА

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





УРАВНЕНИЕ МОМЕНТОВ КОЛИЧЕСТВА ДВИЖЕНИЯ (УРАВНЕНИЕ ЭЙЛЕРА)

УДЕЛЬНАЯ РАБОТА ЛОПАТОЧНОЙ МАШИНЫ

КОМПРЕССОР

$$L_T = u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u} = (w_{1u} u_1 - w_{2u} u_2) + (u_2^2 - u_1^2)$$

ТУРБИНА

$$L_T = u_1 c_{1u} - u_2 c_{2u} = (w_{2u} u_2 - w_{1u} u_1) + (u_1^2 - u_2^2)$$



УДЕЛЬНАЯ РАБОТА ОСЕВОЙ ЛОПАТОЧНОЙ МАШИНЫ

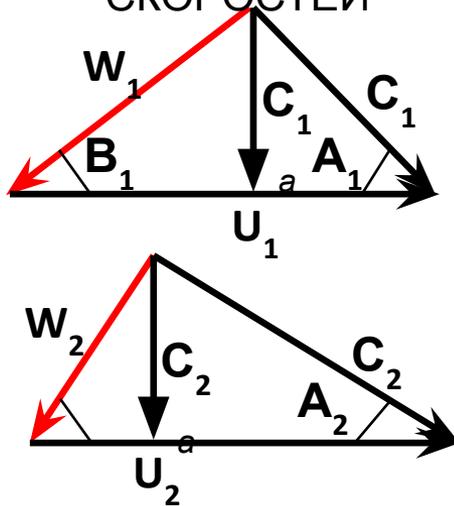
КОМПРЕССОР

$$L_T = (w_{1u} - w_{2u})u = (c_{2u} - c_{1u})u$$

ТУРБИНА

$$L_T = (w_{2u} - w_{1u})u = (c_{1u} - c_{2u})u$$

ТРЕУГОЛЬНИКИ
СКОРОСТЕЙ



ПО ТЕОРЕМЕ КОСИНУСОВ:

$$w_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2c_1 u_1 \cos \alpha_1 = c_1^2 + u_1^2 - 2c_{1u} u_1$$

$$w_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2c_2 u_2 \cos \alpha_2 = c_2^2 + u_2^2 - 2c_{2u} u_2$$

$$c_{1u} u_1 = \frac{c_1^2}{2} + \frac{u_1^2}{2} + \frac{w_1^2}{2} \quad c_{2u} u_2 = \frac{c_2^2}{2} + \frac{u_2^2}{2} + \frac{w_2^2}{2}$$

$$L_T = u_2 c_{2u} - u_1 \cdot c_{1u} = \frac{c_2^2}{2} + \frac{u_2^2}{2} + \frac{w_2^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} - \frac{u_1^2}{2} - \frac{w_1^2}{2}$$

$$= \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} \text{ ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ НАПОР !}$$



УРАВНЕНИЕ МОМЕНТОВ КОЛИЧЕСТВА ДВИЖЕНИЯ (УРАВНЕНИЕ ЭЙЛЕРА)

КОМПРЕССОР

$$L_T = u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}$$

ТУРБИНА

$$L_T = u_1 c_{1u} - u_2 c_{2u}$$

СЛЕДСТВИЕ №1

Работа, подводимая/отводимая лопатками в турбомашине, не зависит от давления, температуры, свойств вещества и т.п. Она определяется только окружной скоростью и разностью проекций абсолютной скорости на окружное направление $c_{2u} - c_{1u}$

СЛЕДСТВИЕ №2

Если $u_2 c_{2u} > u_1 \cdot c_{1u}$, то механическая работа подводится к рабочему телу

Если $u_1 c_{1u} > u_2 \cdot c_{2u}$, то рабочее тело совершает механическую работу



УРАВНЕНИЕ МОМЕНТОВ КОЛИЧЕСТВА ДВИЖЕНИЯ (УРАВНЕНИЕ ЭЙЛЕРА)

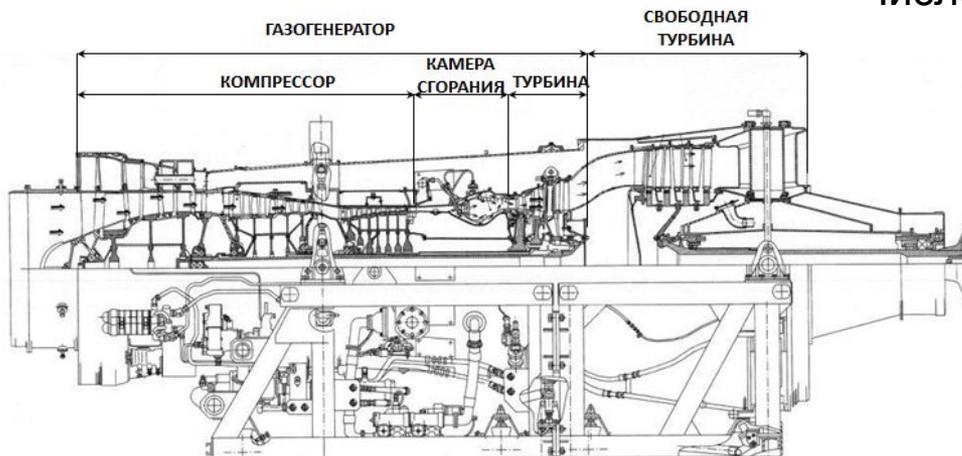
СЛЕДСТВИЕ №3

Удельная работа турбомашины может быть повышена следующими способами:

1. За счет увеличения окружной скорости и. Ее роста можно добиться двумя путями:
увеличением частоты вращения ротора n и
увеличением радиуса r
2. За счет увеличения разности проекций

$$|c_{2u} - c_{1u}|$$

ДВИГАТЕЛЬ НК-37СТ

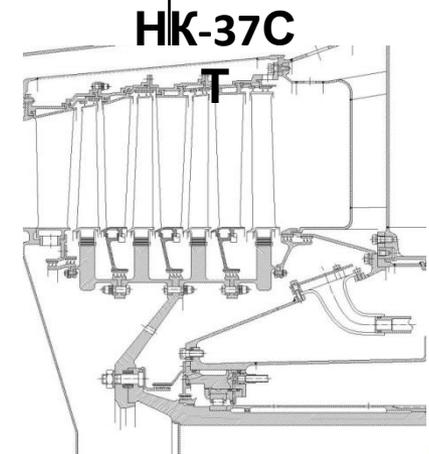
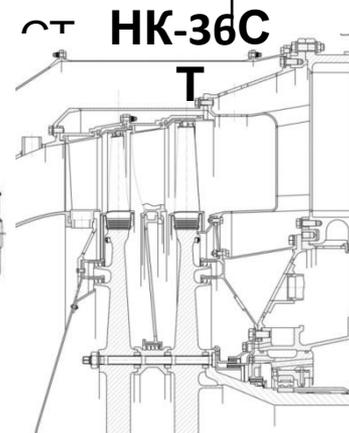


ВЛИЯНИЕ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ

Марка	НК-36СТ	НК-37СТ
Назначение	Привод ГПА	Электростанци я
N, МВт	25	25
	101,4	101,4
	23,12	23,12
	5000	14200
$n_{СТ}$, об/мин	2	4

Число ступеней

СВОБОДНЫЕ ТУРБИНЫ





УРАВНЕНИЕ МОМЕНТОВ КОЛИЧЕСТВА ДВИЖЕНИЯ (УРАВНЕНИЕ ЭЙЛЕРА)

КОМПРЕССОР

$$L_T = (w_{1u} - w_{2u})u = (c_{2u} - c_{1u})u$$

ТУРБИНА

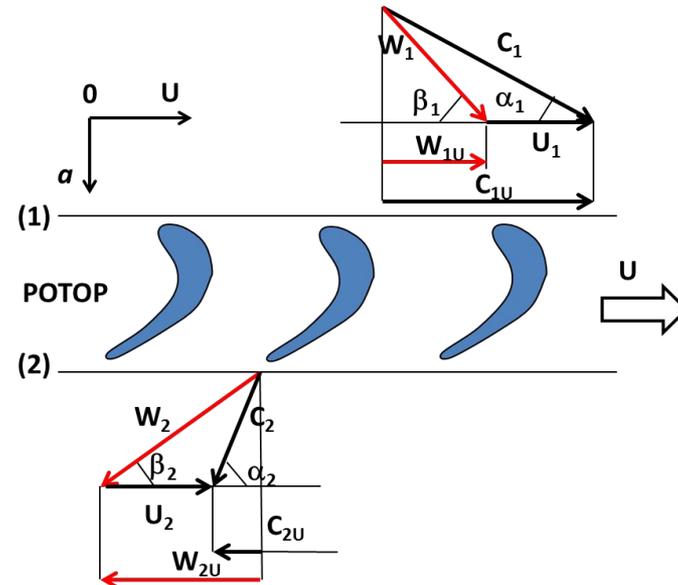
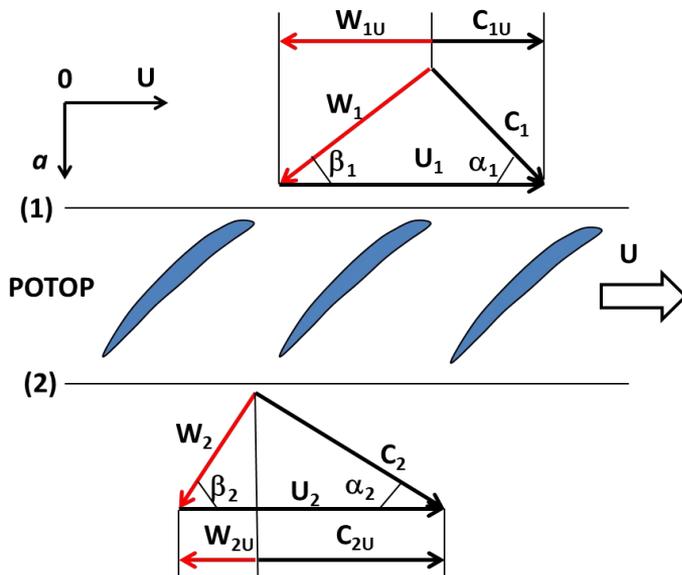
$$L_T = (w_{2u} - w_{1u})u = (c_{1u} - c_{2u})u$$

Для подвода/ отвода работы в турбомашине, необходимо чтобы $|c_{2u} - c_{1u}| = |w_{1u} - w_{2u}| \neq 0$

Для передачи/отбора работы НЕОБХОДИМО ПОВЕРНУТЬ ПОТОК ЛОПАТКАМИ

КОМПРЕССОР

ТУРБИНА



Величина $|c_{2u} - c_{1u}| = |w_{1u} - w_{2u}|$ определяется углом поворота потока $\Delta\beta$

$$\beta_1 < \beta_2$$

$$\beta_1 > \beta_2$$

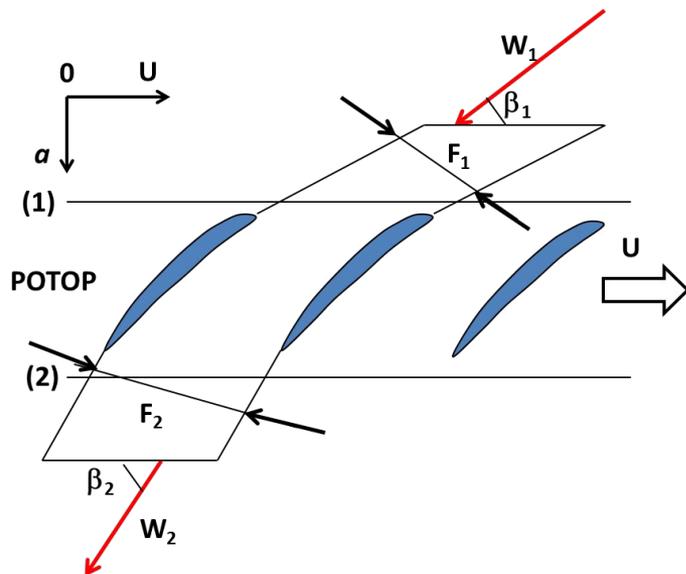


УРАВНЕНИЕ МОМЕНТОВ КОЛИЧЕСТВА ДВИЖЕНИЯ (УРАВНЕНИЕ ЭЙЛЕРА)

КОМПРЕССОР

P

$$\beta_1 < \beta_2$$

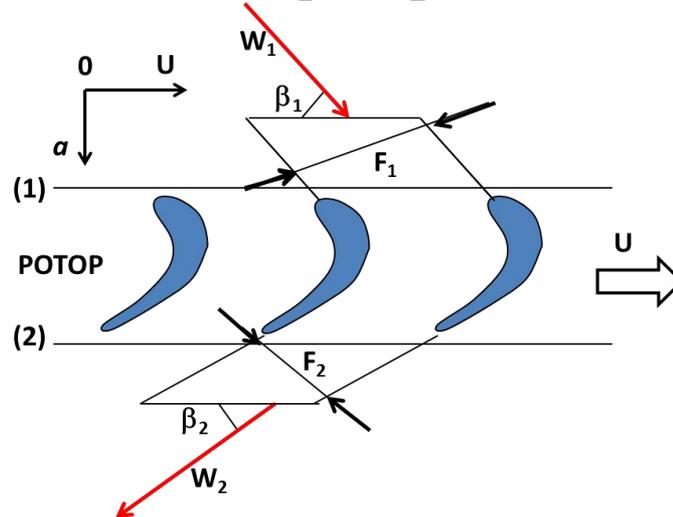


$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{\sin\beta_1}{\sin\beta_2} < 1$$

ТУРБИНА

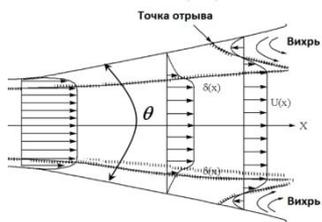
A

$$\beta_1 > \beta_2$$



$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{\sin\beta_1}{\sin\beta_2} > 1$$

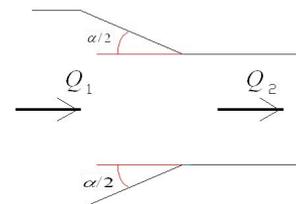
КАНАЛ - ДИФFUЗОР



$$w_1 > w_2$$

$$p_1 < p_2$$

КАНАЛ - КОНFUЗОР



$$w_1 < w_2$$

$$p_1 > p_2$$

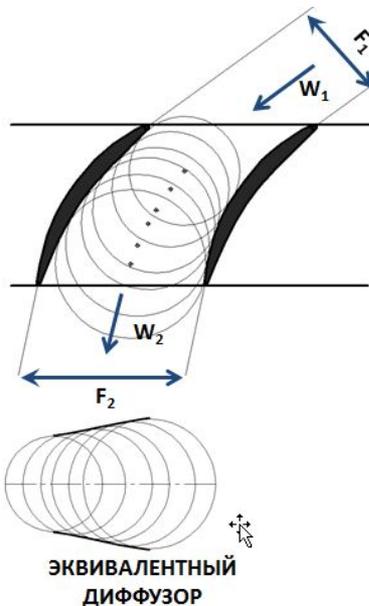


УРАВНЕНИЕ МОМЕНТОВ КОЛИЧЕСТВА ДВИЖЕНИЯ (УРАВНЕНИЕ ЭЙЛЕРА)

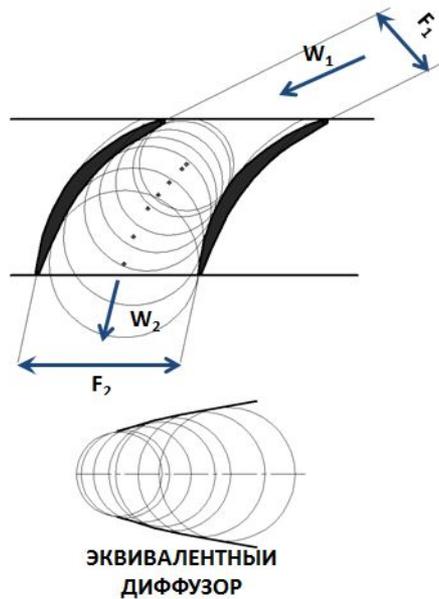
ВЛИЯНИЕ РАЗНОСТИ ПРОЕКЦИЙ $|c_{2u} - c_{1u}|$

- ✓ Разность проекций Δw_u определяется углом поворота потока $\Delta\beta$
- ✓ В компрессоре канал диффузорный. С ростом диффузорности потери растут
- ✓ В турбине канал конфузорный. Угол поворота потока не ограничен более 30°

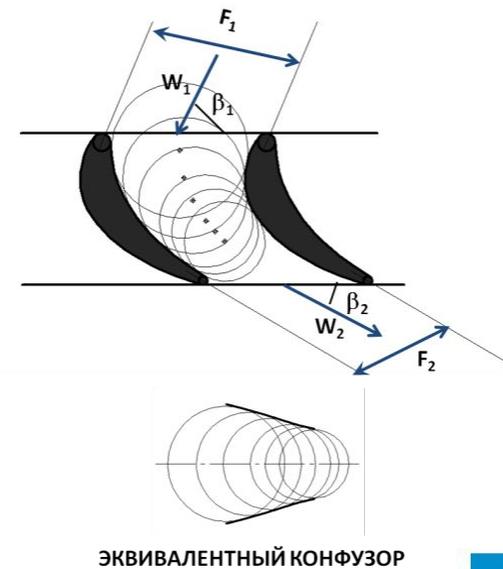
КОМПРЕССОР
Малый $\Delta\beta$



КОМПРЕССОР
Большой $\Delta\beta$



ТУРБИНА

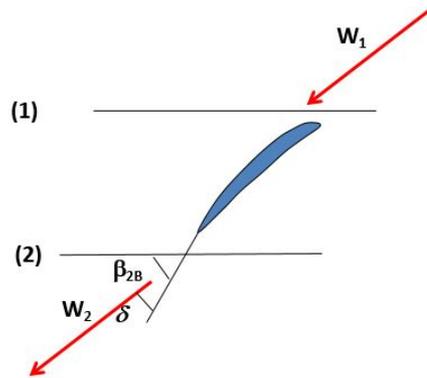




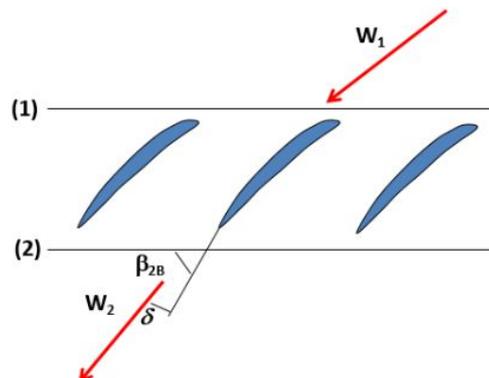
УРАВНЕНИЕ МОМЕНТОВ КОЛИЧЕСТВА ДВИЖЕНИЯ (УРАВНЕНИЕ ЭЙЛЕРА)

ОТКЛОНЕНИЕ И ПОВОРОТ ПОТОКА

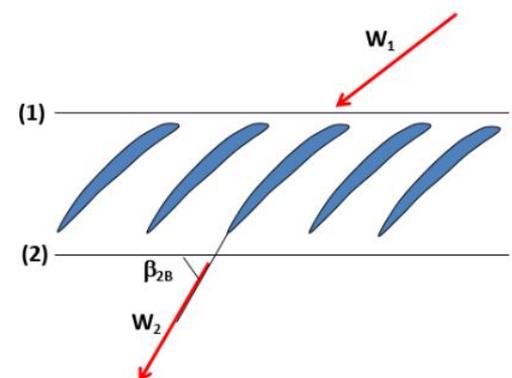
ОТДЕЛЬНЫЙ ПРОФИЛЬ



ОБЫЧНАЯ РЕШЕТКА



ГУСТАЯ РЕШЕТКА

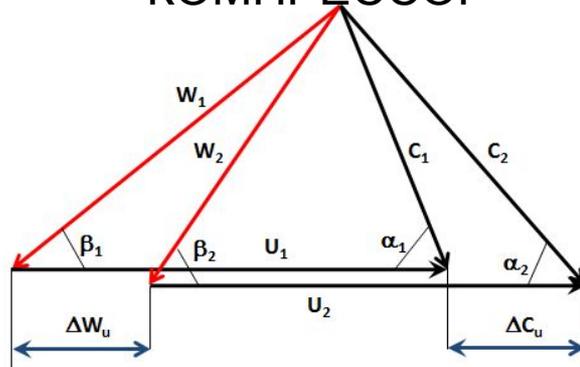




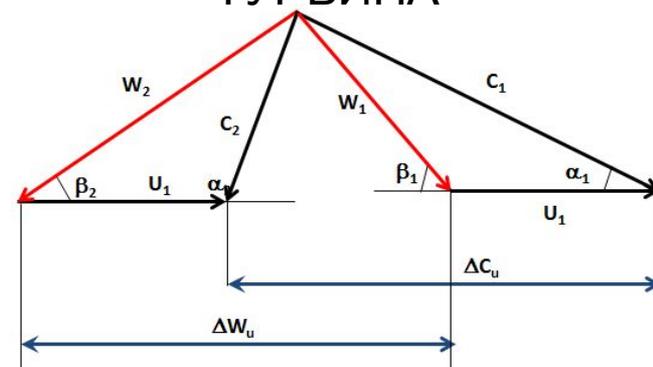
УРАВНЕНИЕ МОМЕНТОВ КОЛИЧЕСТВА ДВИЖЕНИЯ (УРАВНЕНИЕ ЭЙЛЕРА)

- ✓ Поворот потока $|c_{2u} - c_{1u}|$ в ступени турбины больше, чем в компрессоре
- ✓ При равных U работа ступени турбины больше работы ступени компрессора

КОМПРЕССОР

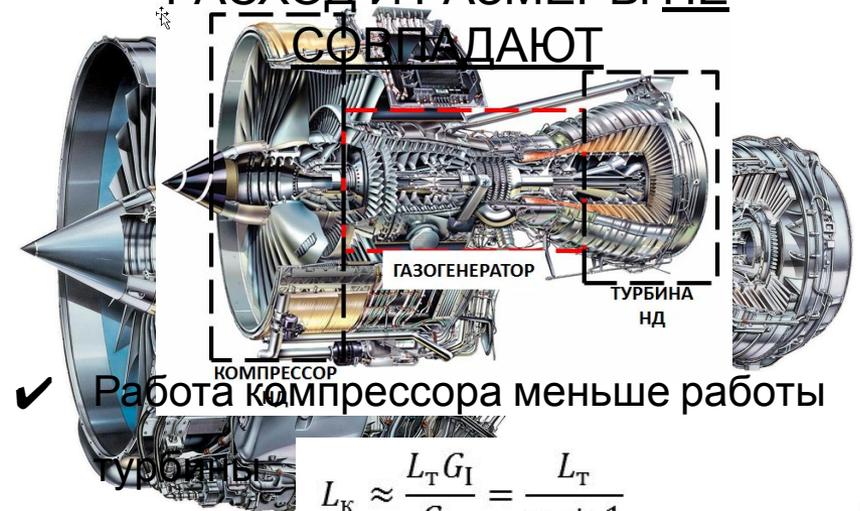
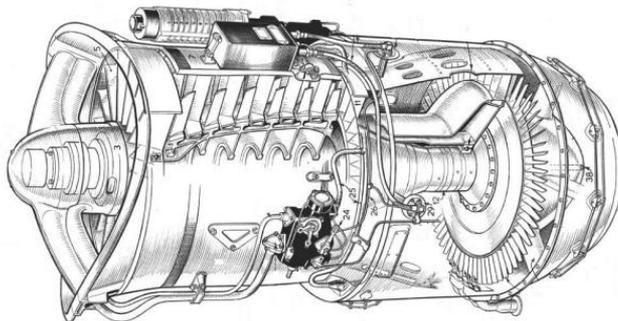


ТУРБИНА



РАСХОД И РАЗМЕРЫ СОВПАДАЮТ

РАСХОД И РАЗМЕРЫ НЕ СОВПАДАЮТ



- ✓ Число ступеней компрессора больше числа ступеней турбины

- ✓ Работа компрессора меньше работы турбины

$$L_K \approx \frac{L_T G_I}{G_\Sigma} = \frac{L_T}{m + 1}$$



СТЕПЕНЬ РЕАКТИВНОСТИ ТУРБОМАШИНЫ

- ✓ Степень реактивности - отношение статического напора к теоретическому напору ступени:

$$\rho_{ст} = \frac{L_{стат}}{L_T} = \frac{L_T - L_{дин}}{L_T} = 1 - \frac{L_{дин}}{L_T}$$

- ✓ Характеризует распределения работ расширения/сжатия между РК и неподвижными элементами
- ✓ Изменяется в диапазоне от 0 до 1:
- 0 – активная
 - от 0 до 1 реактивная
 - 1 – чисто реактивная

КОМПРЕССОР

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

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

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

$$\rho_{ст} = 1 - \frac{(c_{1u} + \Delta c_u + c_{1u})}{2 \cdot u} = 1 - \frac{c_{1u}}{u} - \frac{\Delta c_u}{2 \cdot u}$$

ТУРБИНА

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

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

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

$$\rho_{ст} = 1 - \frac{(\Delta c_u - c_{2u} - c_{2u})}{2 \cdot u} = 1 + \frac{c_{2u}}{u} - \frac{\Delta c_u}{2 \cdot u}$$

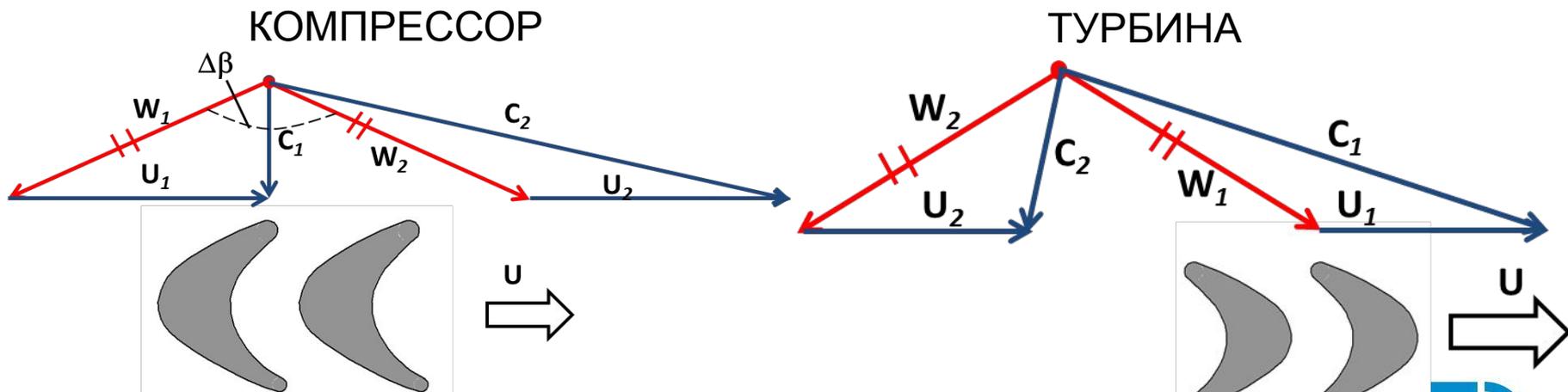
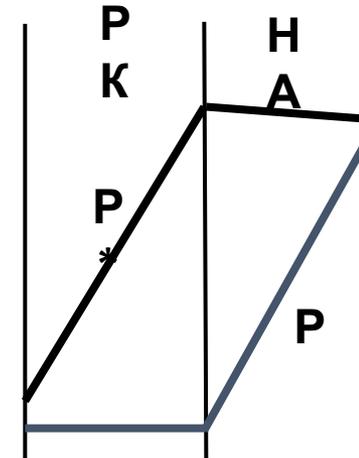


СТЕПЕНЬ РЕАКТИВНОСТИ ТУРБОМАШИНЫ

АКТИВНЫЕ СТУПЕНИ ($P_{ст} = 0$)

- ✓ В РК меняется только кинетическая энергия по абсолютной скорости
- ✓ Межлопаточный канал РК – постоянного сечения
- 😊 Высокие коэффициенты напора
- 😡 Все изменение давления в неподвижных элементах – большие потери
- 😊 Низкие осевые усилия
- ✓ Угол установки РК- 90° , лопатки НА слабо изогнуты

Изменение давления в ступени
активного компрессора





СТЕПЕНЬ РЕАКТИВНОСТИ ТУРБОМАШИНЫ

✓ Уровни скоростей в РК и неподвижных элементах одинаковы

😊 Умеренный уровень потерь во всех элементах

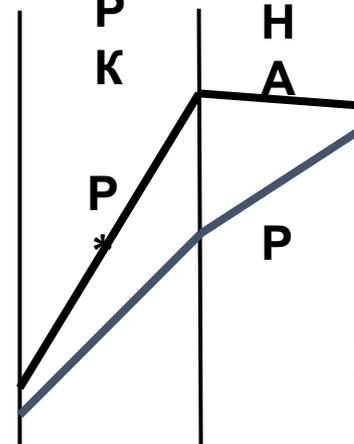
✓ Умеренный уровень напора

✓ Профили РК и НА (СА) одинаковы и зеркальны

$$P_{ст} = 0,5$$

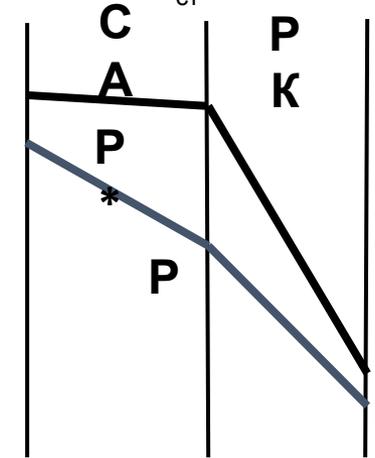
ИЗМЕНЕНИЕ ДАВЛЕНИЯ В СТУПЕНИ КОМПРЕССОРА

ПРИ $P_{ст} = 0,5$

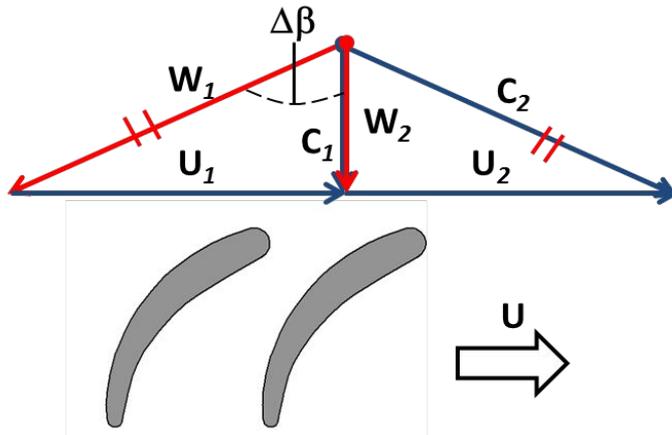


ИЗМЕНЕНИЕ ДАВЛЕНИЯ В СТУПЕНИ ТУРБИНЫ

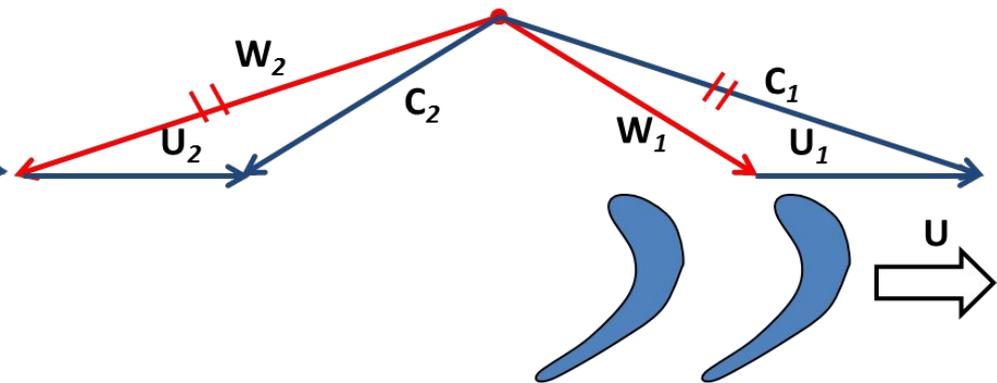
ПРИ $P_{ст} = 0,5$



КОМПРЕССОР



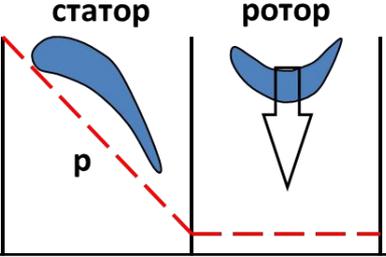
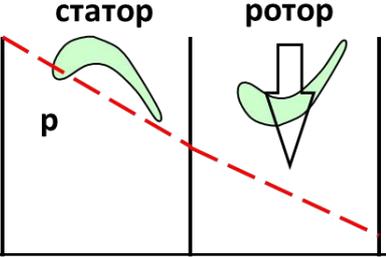
ТУРБИНА





СТЕПЕНЬ РЕАКТИВНОСТИ ТУРБОМАШИНЫ

СРАВНЕНИЕ АКТИВНЫХ И РЕАКТИВНЫХ ТУРБИН

	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 газовой силы	 Низкая	 Высокая



СТЕПЕНЬ РЕАКТИВНОСТИ ТУРБОМАШИНЫ

ЧИСТО РЕАКТИВНЫЕ СТУПЕНИ ($P_{ст} = 1$)

✓ В НА(СА) не происходит изменения кинетической энергии

✓ Межлопаточный канал НА (СА) – постоянного сечения

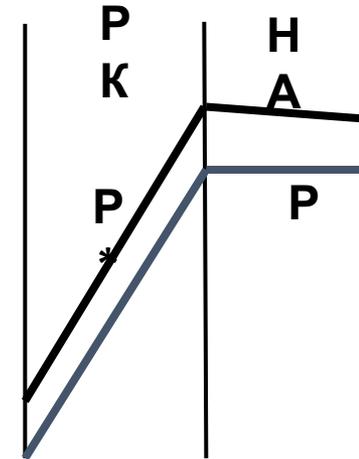
✓ Низкие коэффициенты напора

✓ Все изменение давления в РК – там большие потери

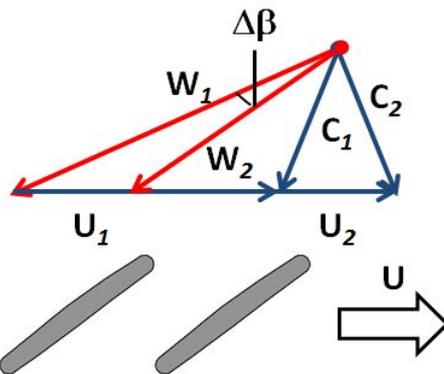
✓ Для получения работы необходима отрицательная закрутка

✓ Угол установки НА = 90° , лопатки РК слабо изогнуты

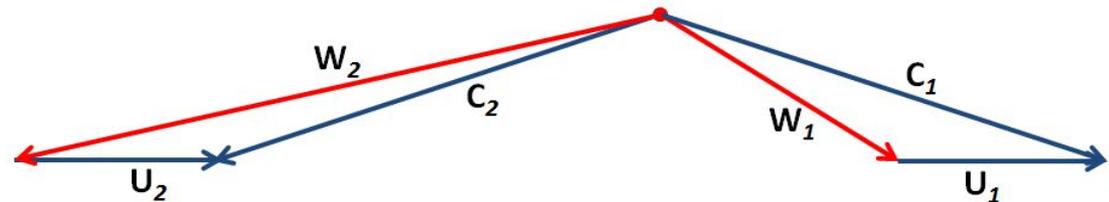
Изменение давления в ступени чисто реактивного компрессора



КОМПРЕССОР



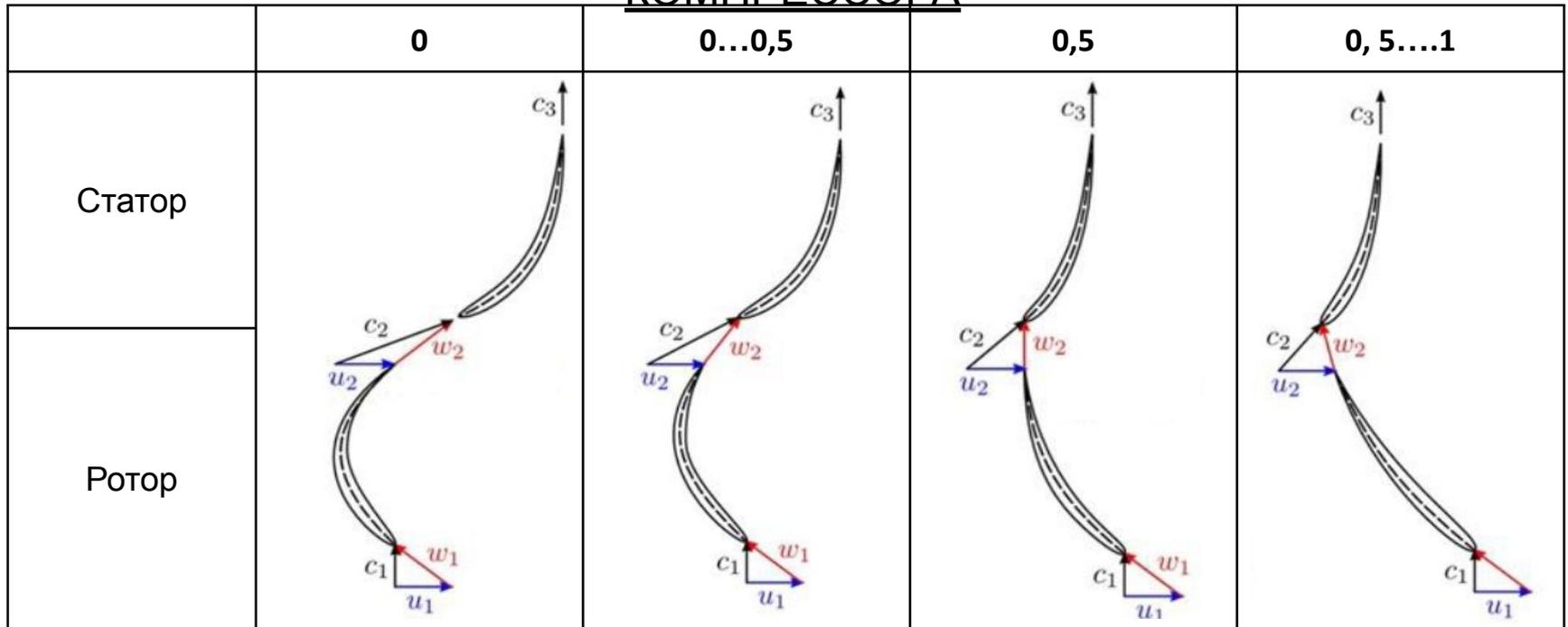
ТУРБИНА





СТЕПЕНЬ РЕАКТИВНОСТИ ТУРБОМАШИНЫ

ВЛИЯНИЕ СТЕПЕНИ РЕАКТИВНОСТИ НА ФОРМУ ЛОПАТКИ КОМПРЕССОРА



ЗАКРУЧЕННОСТЬ

ЛОПАТКИ

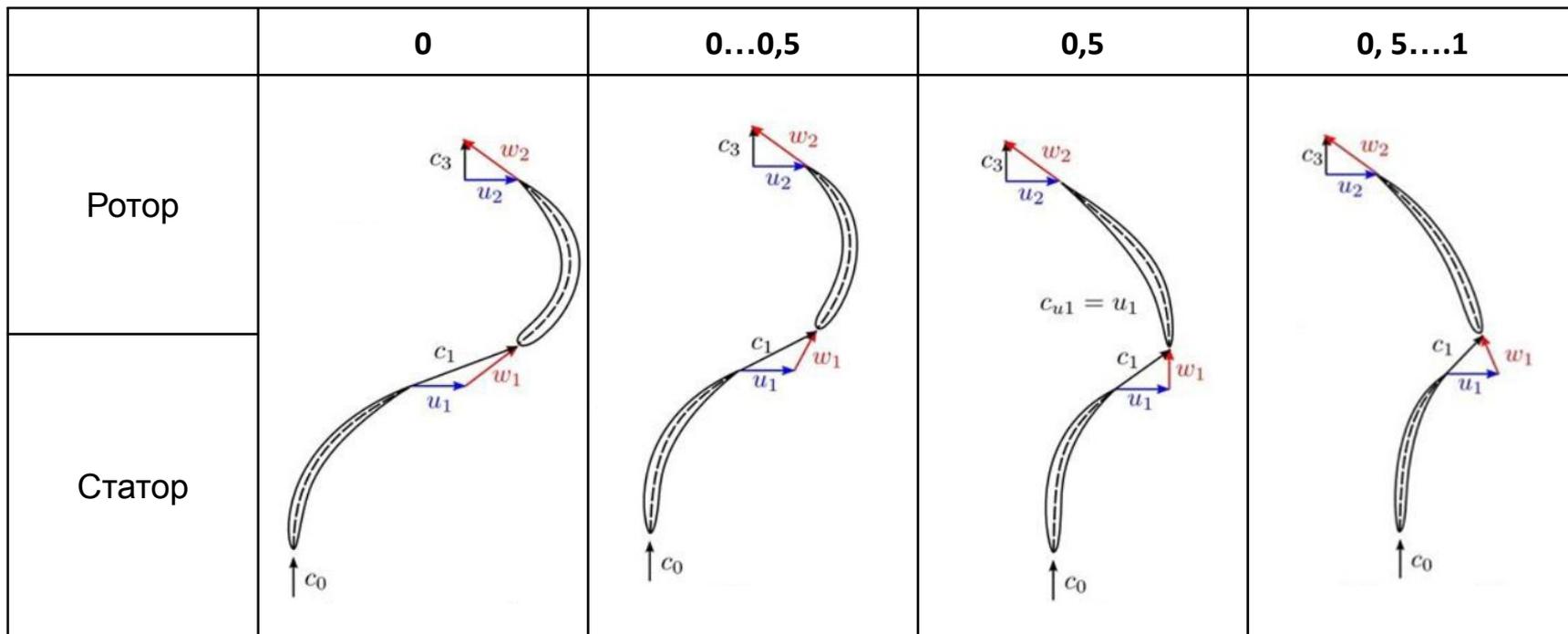
КОЭФФИЦИЕНТ

НАПОРА



СТЕПЕНЬ РЕАКТИВНОСТИ ТУРБОМАШИНЫ

ВЛИЯНИЕ СТЕПЕНИ РЕАКТИВНОСТИ НА ФОРМУ ЛОПАТКИ ТУРБИНЫ



ЗАКРУЧЕННОСТЬ

ЛОПАТКИ

КОЭФФИЦИЕНТ

НАПОРА



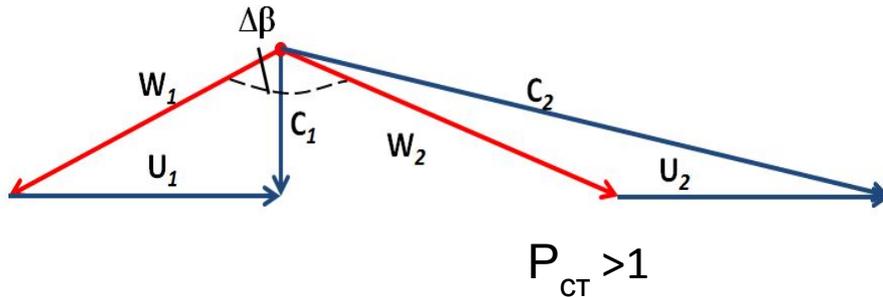
СТЕПЕНЬ РЕАКТИВНОСТИ ТУРБОМАШИНЫ

ОТРИЦАТЕЛЬНАЯ РЕАКТИВНОСТЬ ($P_{ст} < 0$)

- ✓ В РК изменение давление противоположно требуемому

-  ✓ В неподвижных элементах большой градиент изменения давления - существенные потери

КОМПРЕССОР



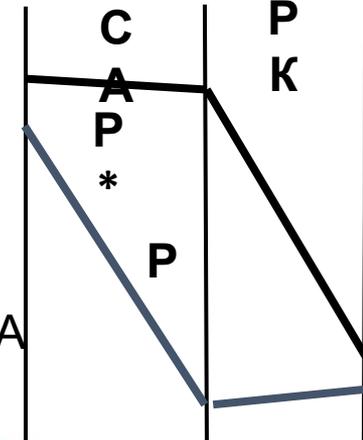
- ✓ В НА изменение давление противоположно требуемому

-  ✓ В РК большой градиент изменения давления -

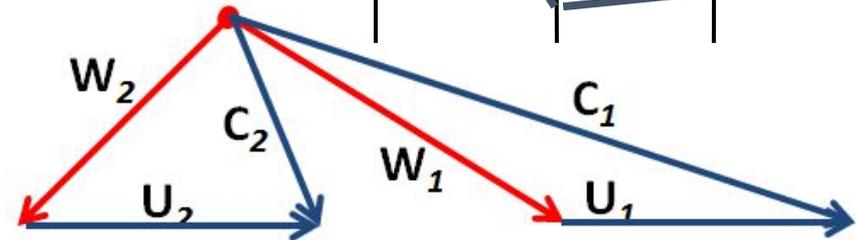
-  существенные потери

- ✓ Мизерные коэффициенты напора

ИЗМЕНЕНИЕ ДАВЛЕНИЯ В СТУПЕНИ ТУРБИНЫ ПРИ $P_{ст} < 0$

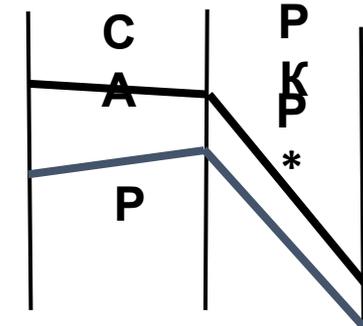


ТУРБИНА



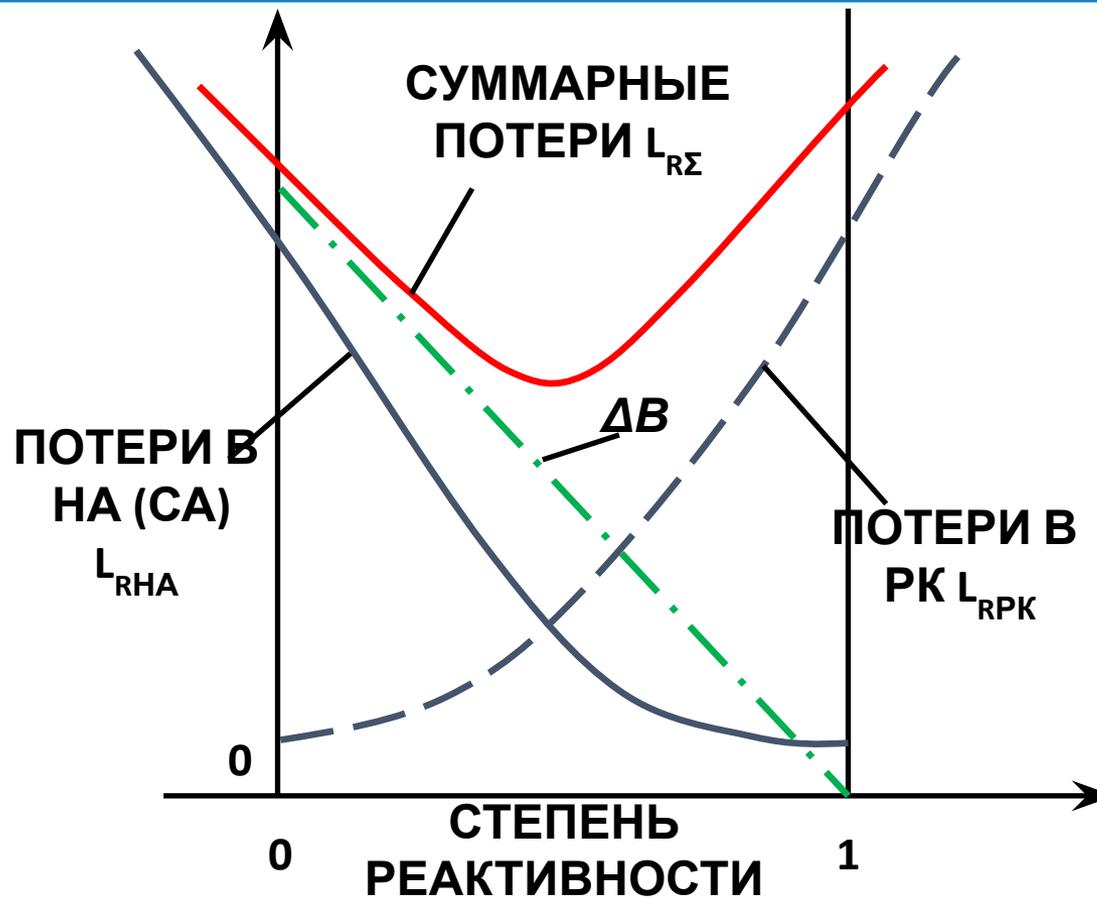
ИЗМЕНЕНИЕ ДАВЛЕНИЯ В СТУПЕНИ ТУРБИНЫ ПРИ $P_{ст} > 1$

ТУРБИНЫ ПРИ $P_{ст} > 1$





СТЕПЕНЬ РЕАКТИВНОСТИ ТУРБОМАШИНЫ



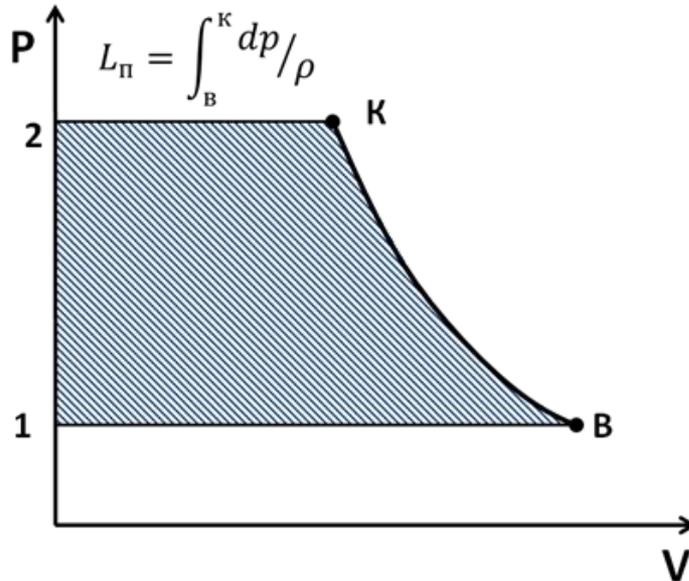
ТИПОВЫЕ ДИАПАЗОНЫ ИЗМЕНЕНИЯ СТЕПЕНИ РЕАКТИВНОСТИ P_{CT}

ОСЕВОЙ КОМПРЕССОР ГТД (0,55...0,7)	ОСЕВАЯ ТУРБИНА ГТД (0,25...0,6)
---------------------------------------	------------------------------------



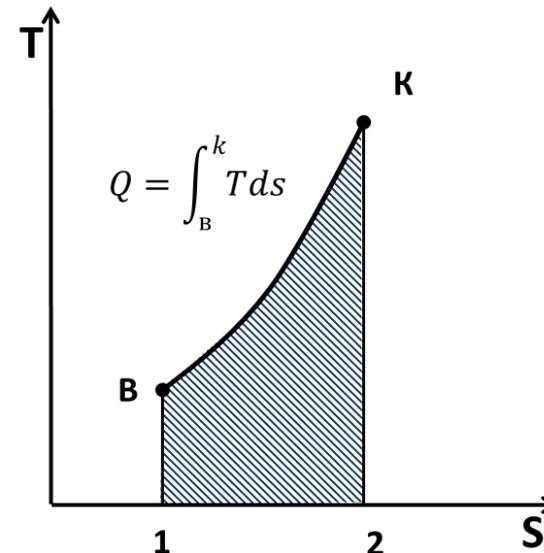
ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ТУРБОМАШИН

P-V - ДИАГРАММА



Площадь фигуры сбоку от кривой на p-v диаграмме соответствует подведенной/отведенной работе

T-S - ДИАГРАММА

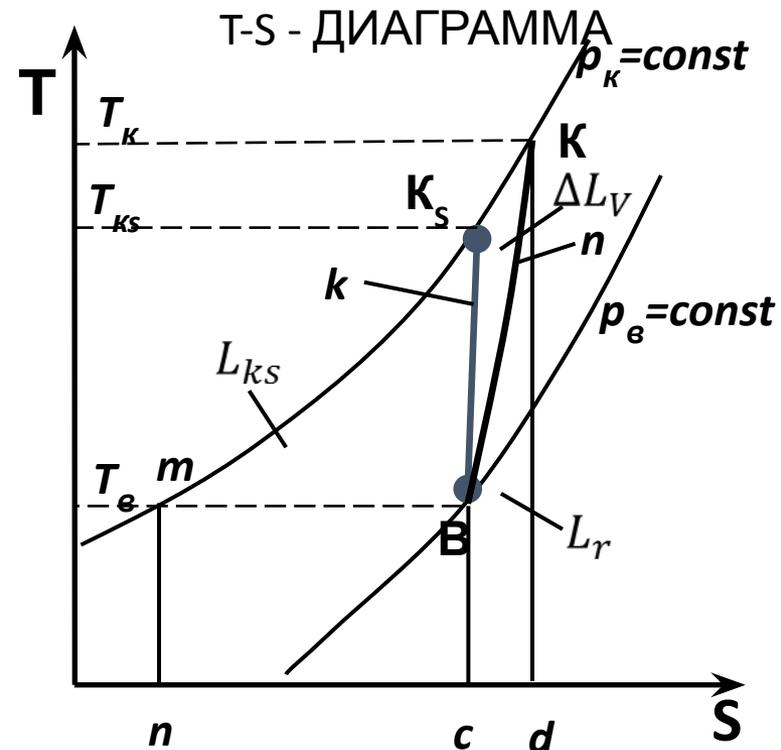
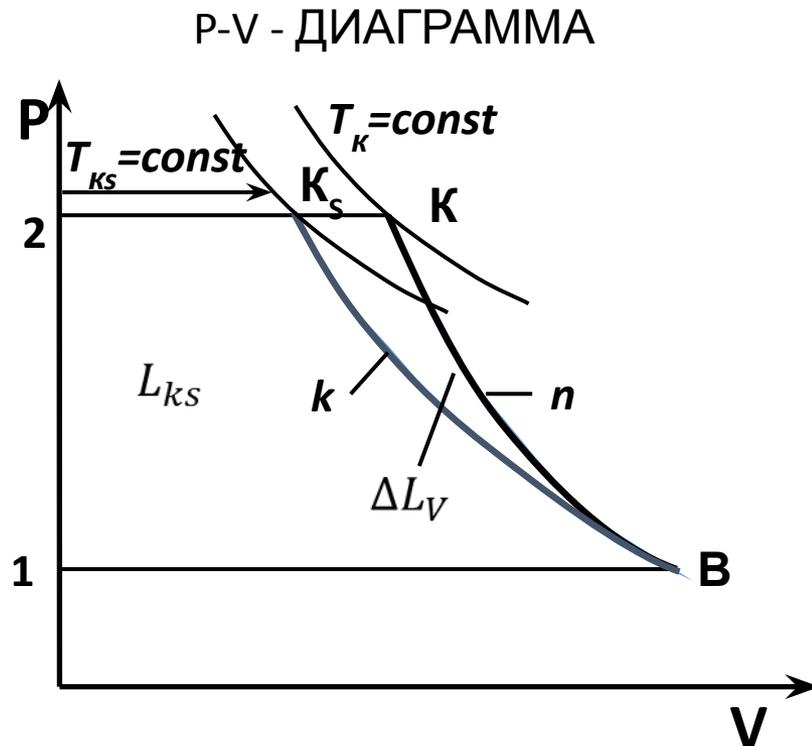


Площадь фигуры под кривой процесса в T-S диаграмме соответствует подведенному теплу



ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ТУРБОМАШИН

КОМПРЕССОР



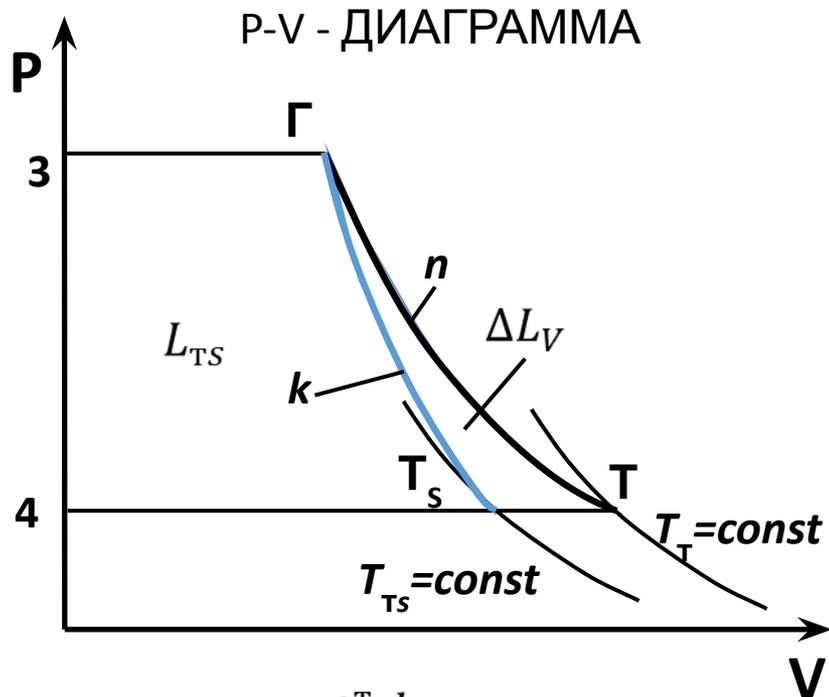
Гидравлические потери в проточной части имеет двойное отрицательное воздействие. Вначале необходимо затратить работу на преодоление сил трения L_r , в результате чего выделится тепло Q_{BK} . Затем нужно совершить дополнительную работу ΔL_V для сжатия более нагретого газа:

$$L_k = L_{ks} + L_r + \Delta L_V$$



ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ТУРБОМАШИН

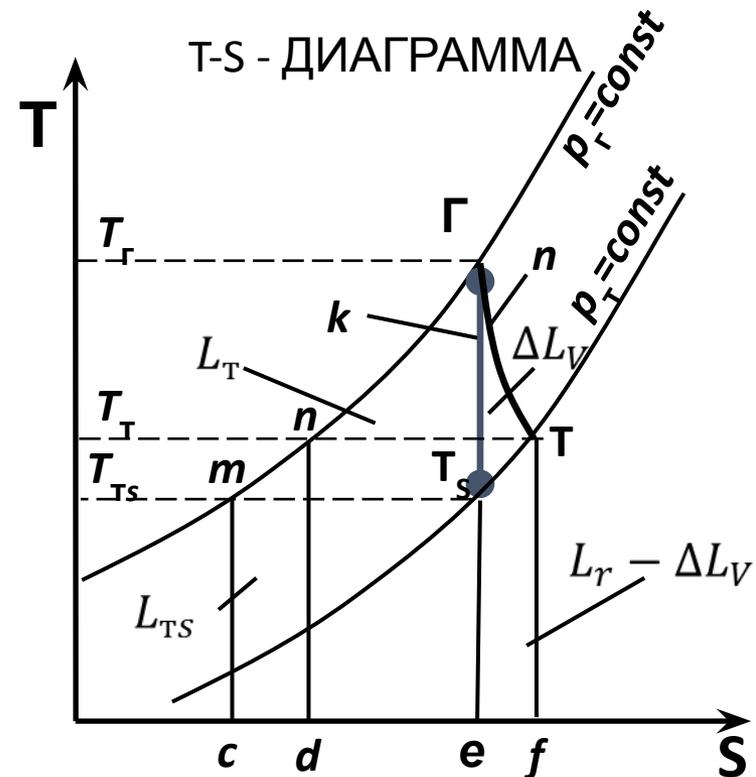
ТУРБИНА



$$L_{\text{ТП}} = \int_{\Gamma}^T \frac{dp}{\rho} = L_{\text{ТС}} + \Delta L_V$$

В турбине выгодно иметь большие
потери?

$$L_T = \int_{\Gamma}^T \frac{dp}{\rho} + L_r$$



$$L_T = L_{\text{ТС}} + \Delta L_V - L_r$$



ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ТУРБОМАШИН

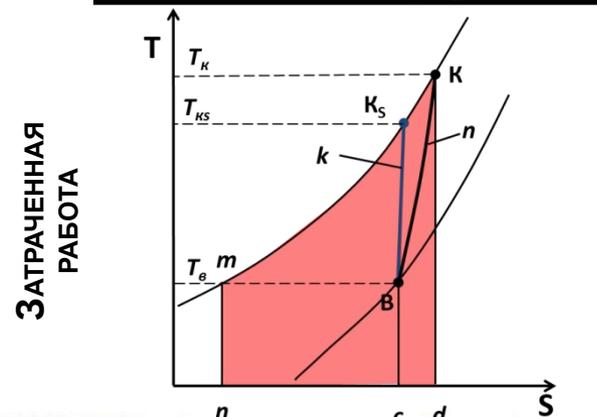
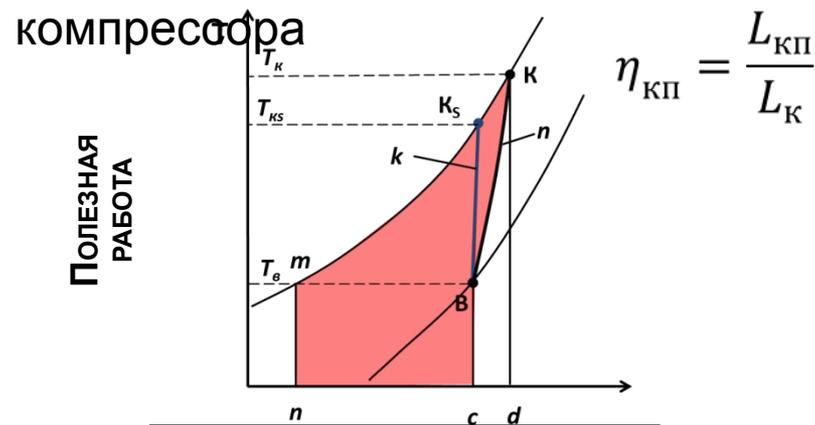
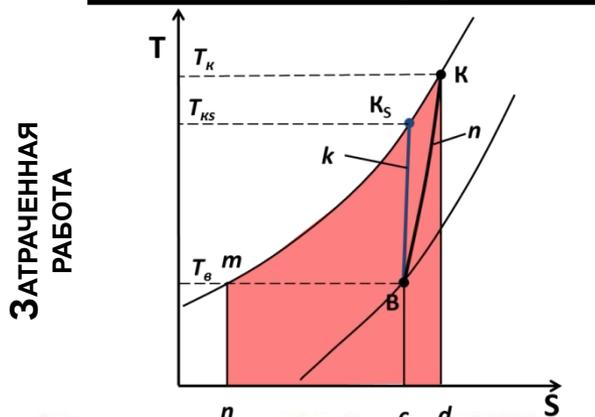
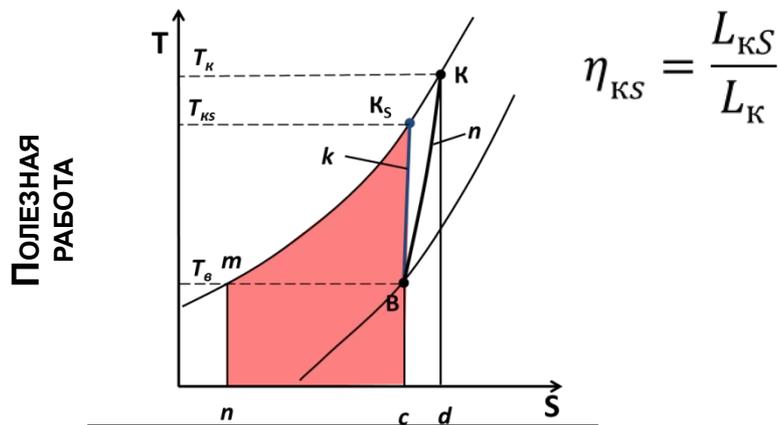
КПД КОМПРЕССОРА

ИЗОЭНТРОПИЧЕСКИЙ КПД

- ✓ Характеризует полную степень совершенства компрессора

ПОЛИТРОПИЧЕСКИЙ КПД

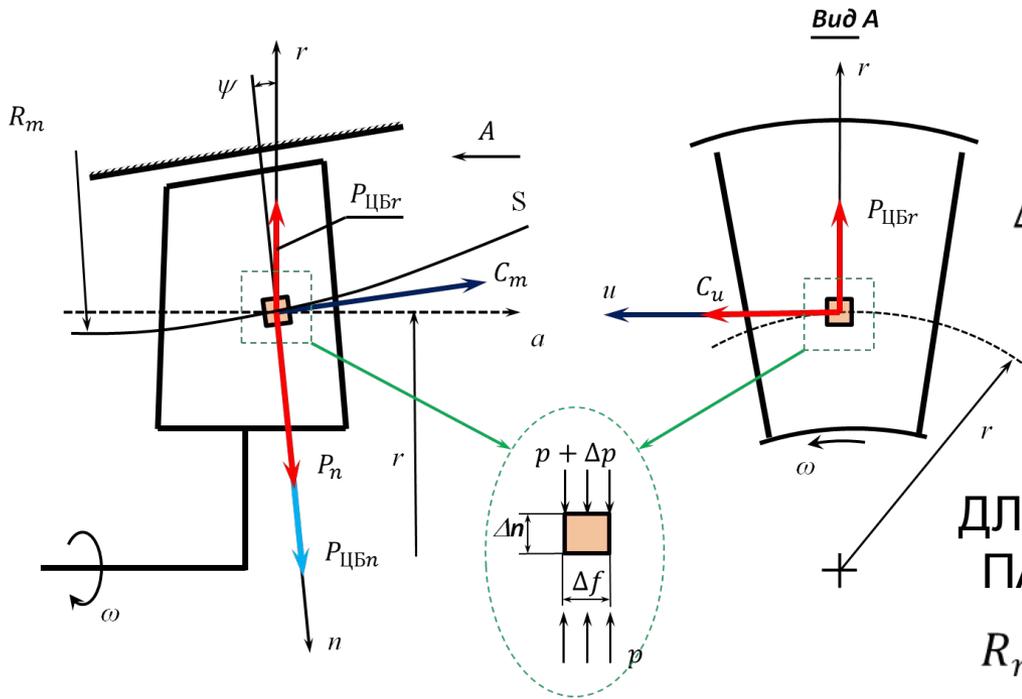
- ✓ Характеризует гидравлические потери в проточной части компрессора





УРАВНЕНИЕ РАДИАЛЬНОГО РАВНОВЕСИЯ

ДВИЖЕНИЕ ЧАСТИЦЫ В ЛОПАТОЧНОЙ МАШИНЕ



УСЛОВИЕ РАДИАЛЬНОГО РАВНОВЕСИЯ ЧАСТИЦЫ

$$\Delta m \cdot \frac{c_m^2}{R_m} - \Delta m \cdot \frac{c_u^2}{r} \cdot \cos\psi + \Delta p \cdot \Delta f + R_n = 0$$

$$\frac{c_m^2}{R_m} - \frac{c_u^2}{r} \cdot \cos\psi + \frac{\Delta p}{\rho \cdot \Delta n} + \frac{R_n}{\Delta m} = 0$$

ДЛЯ ТЕЧЕНИЯ В ОСЕВОМ ЗАЗОРЕ ПАРАЛЛЕЛЬНО ОСИ ВРАЩЕНИЯ

$$R_m \rightarrow \infty \quad \cos\psi \rightarrow 1 \quad \Delta n = \Delta r$$

$$\frac{\partial p}{\partial n} = \rho \frac{c_u^2}{r}$$

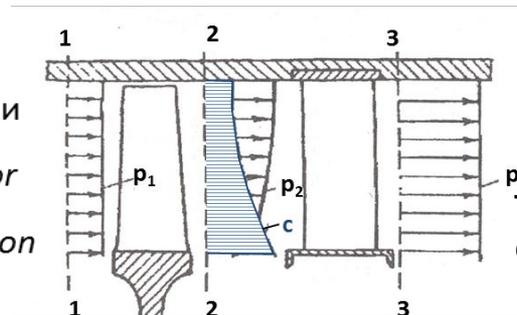
c_m – скорость движения частицы

R_m – радиус кривизны траектории

$P_{цбr}$ – центробежная сила вдоль or

$P_{цбn}$ – центробежная сила вдоль on

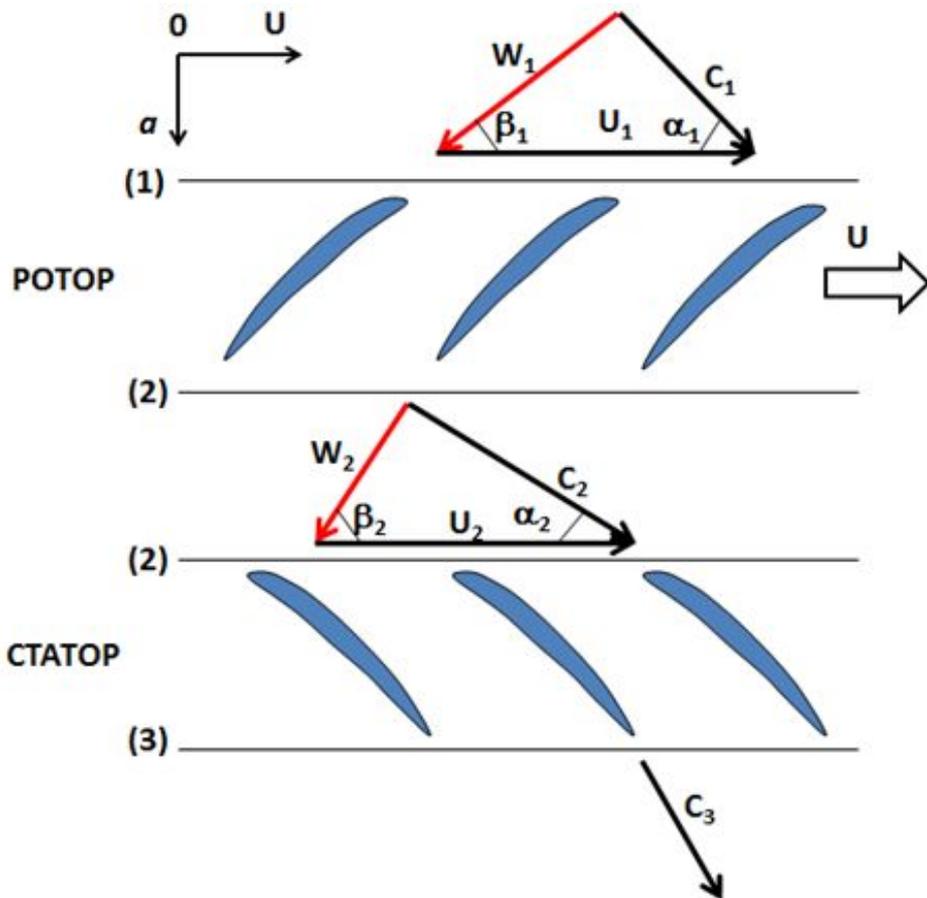
P_n – сила со стороны лопатки



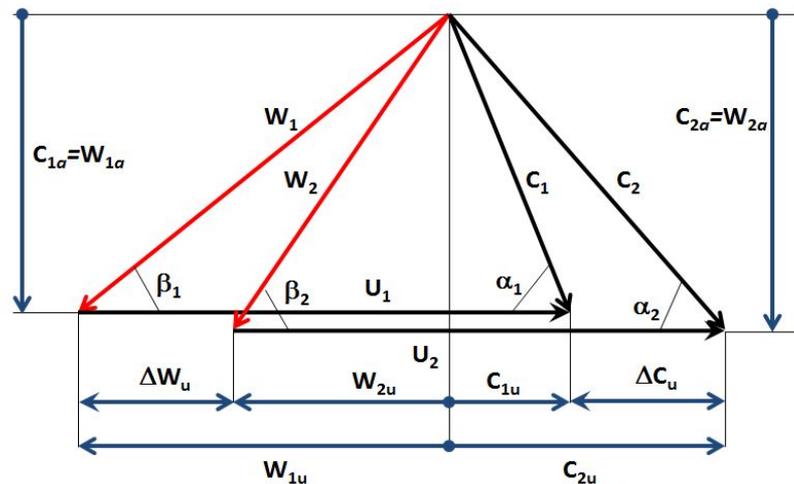
Слоистое течение существует при условии наличия радиального градиента давления



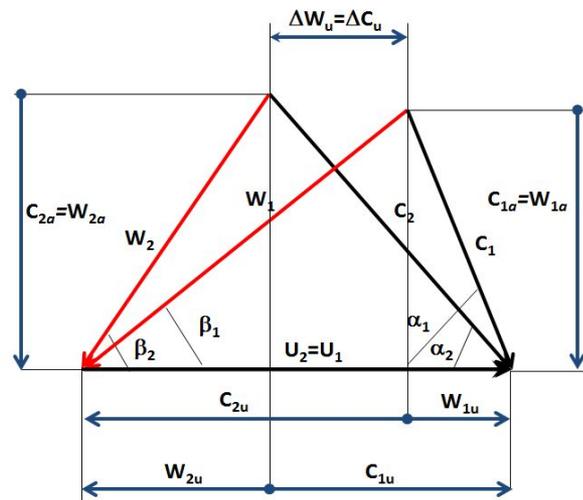
КОМПРЕССОР



ВАРИАНТ 1



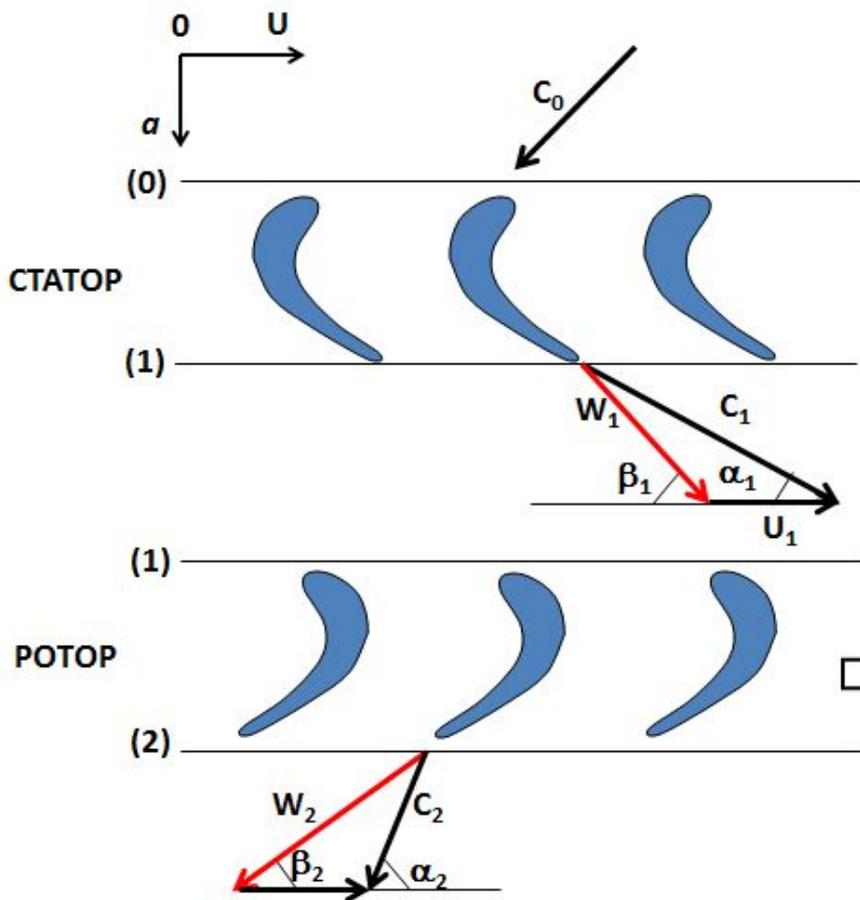
ВАРИАНТ 2



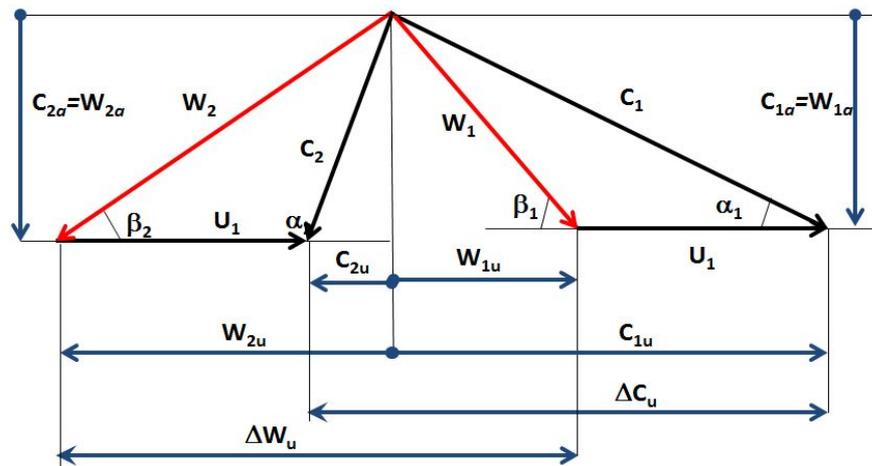


ПЛАН СКОРОСТЕЙ

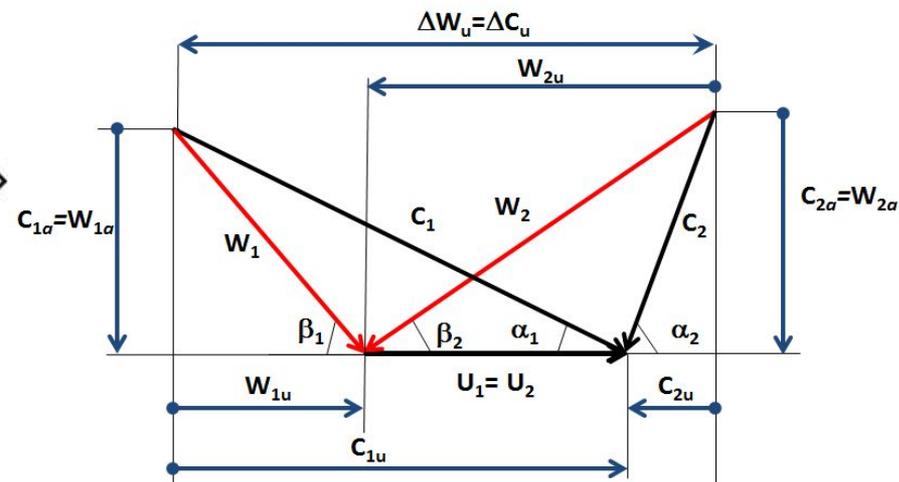
ТУРБИНА



ВАРИАНТ 1



ВАРИАНТ 2





ПЛАН СКОРОСТЕЙ

- ✓ Планы скоростей содержат большой объем информации о кинематике ступени
- ✓ План скоростей определяет форму лопатки
- ✓ С их помощью анализируется рабочий процесс

ПРАВИЛА РАБОТЫ С ПЛАНАМИ СКОРОСТЕЙ

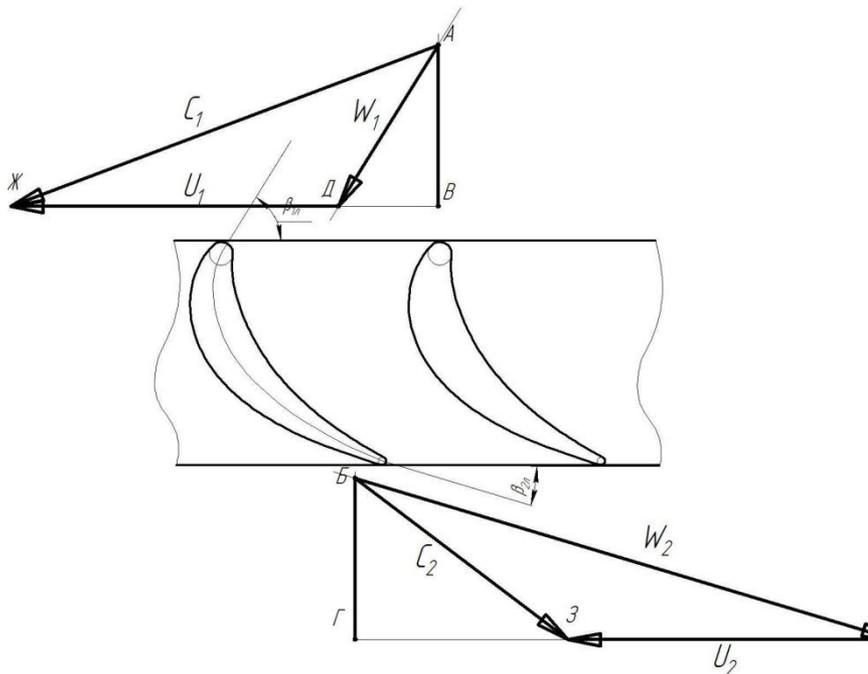
1. На расчетном режиме входной лопаточный угол близок к углу потока на входе в венец ($\beta_1 \approx \beta_{1л}$)
2. На всех режимах выходной лопаточный угол осевых лопаточных машин незначительно отличается от угла выхода потока из венца ($\beta_2 \approx \beta_{2л}$)
3. Для турбомашин с неизменной геометрией лопаток направление скоростей c_1 и w_2 не меняется
4. Величина расхода воздуха G через турбомашину определяется осевой или радиальной составляющей скорости
5. Окружная скорость u_i при неизменных размерах зависит только от частоты вращения ротора n . Направление скорости u_i не меняется никогда



ПЛАНЫ СКОРОСТЕЙ

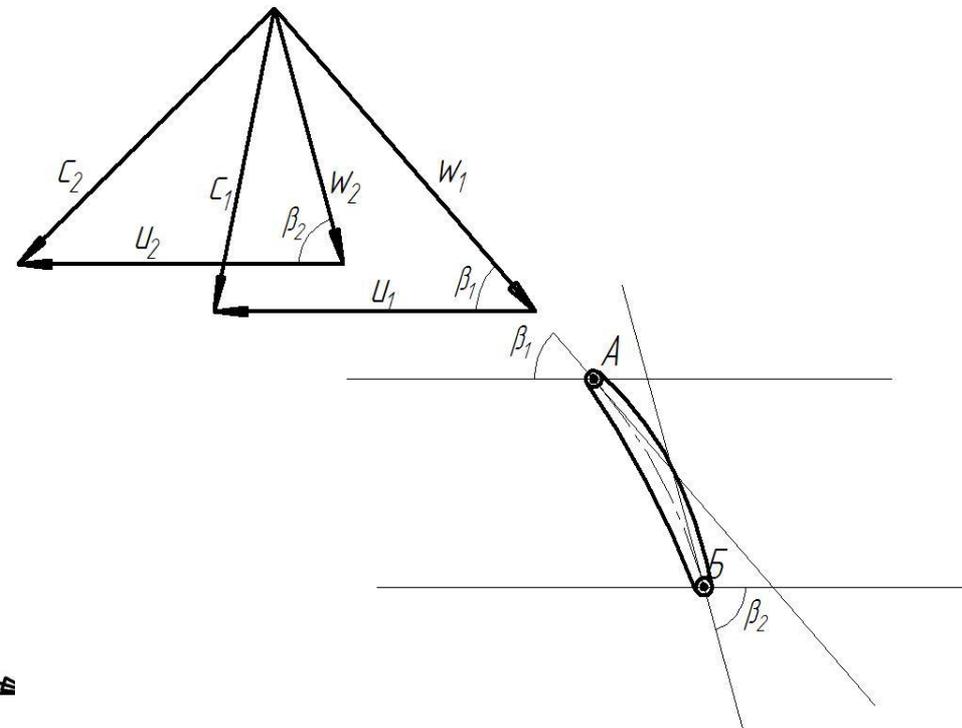
ПРИМЕР 1

ИЗОБРАЗИТЕ ТРЕУГОЛЬНИКИ СКОРОСТЕЙ НА РАСЧЕТНОМ РЕЖИМЕ НА ВХОДЕ И ВЫХОДЕ РК, СООТВЕТСТВУЮЩИЙ ИЗОБРАЖЕННОМУ ПРОФИЛЮ РАБОЧЕЙ ЛОПАТКИ ТУРБИНЫ



ПРИМЕР 2

НАЧЕРТИТЬ ЭСКИЗ РАБОЧЕЙ ЛОПАТКИ КОМПРЕССОРА, СООТВЕТСТВУЮЩЕЙ ПЛАНУ СКОРОСТЕЙ



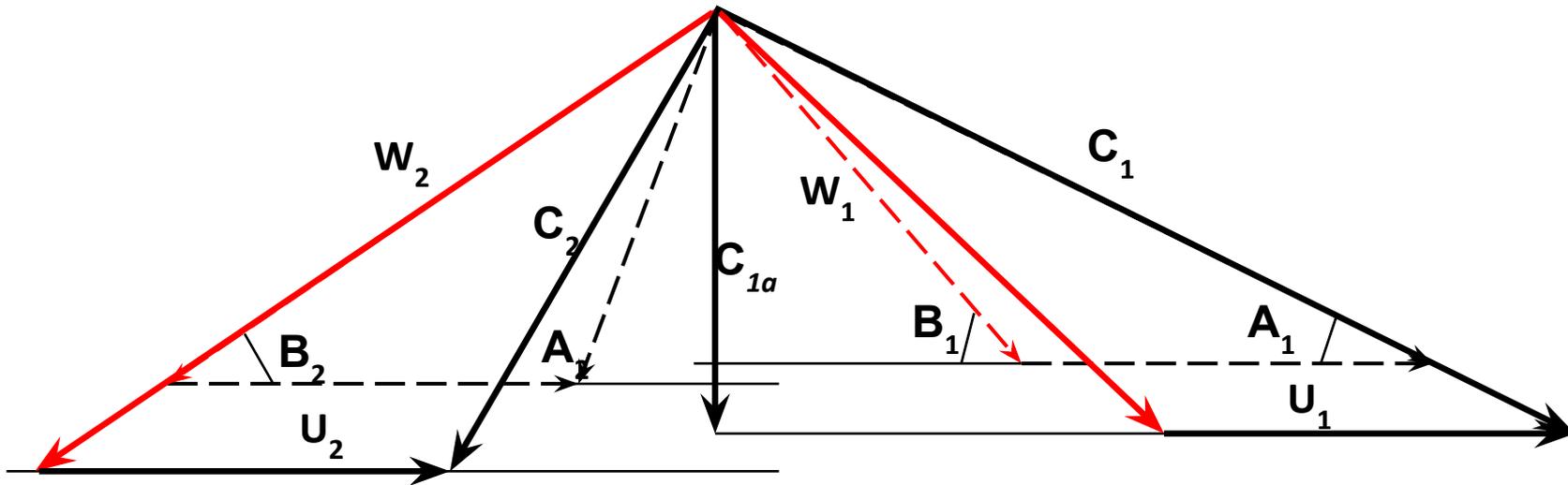


ПЛАНЫ СКОРОСТЕЙ

ПРИМЕР 3

КАКИМ ОБРАЗОМ ИЗМЕНИТСЯ
ИЗОБРАЖЕННЫЙ НА РИСУНКЕ ПЛАН
СКОРОСТЕЙ СТУПЕНИ ТУРБИНЫ ПРИ
УВЕЛИЧЕНИИ РАСХОДА ВОЗДУХА НА 15%, ПРИ
ПРОЧИХ НЕИЗМЕННЫХ УСЛОВИЯХ?

--- ИсХОДНЫЙ ПЛАН
— ИзМЕНЕННЫЙ ПЛАН

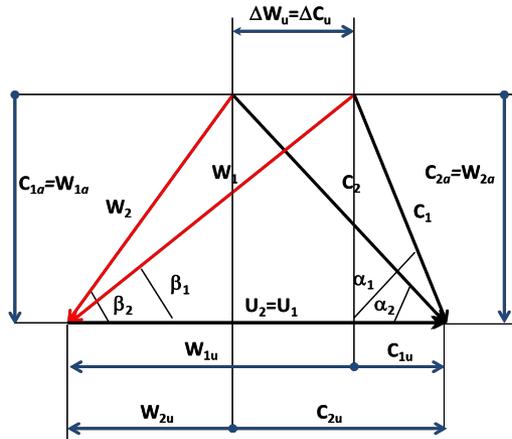




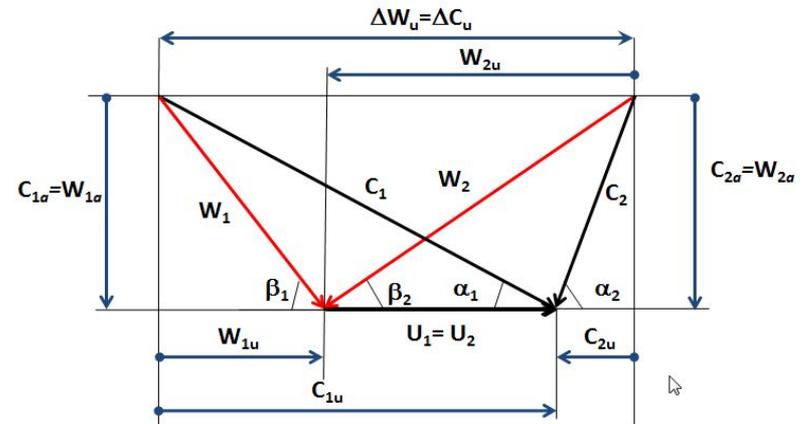
БЕЗРАЗМЕРНЫЕ ПАРАМЕТРЫ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА

ПЛАНЫ СКОРОСТЕЙ

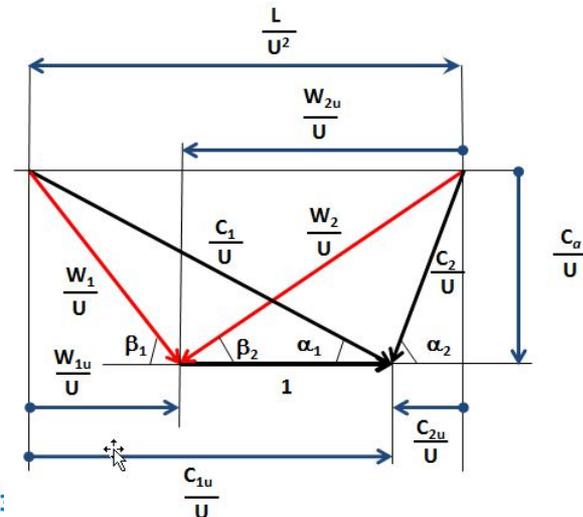
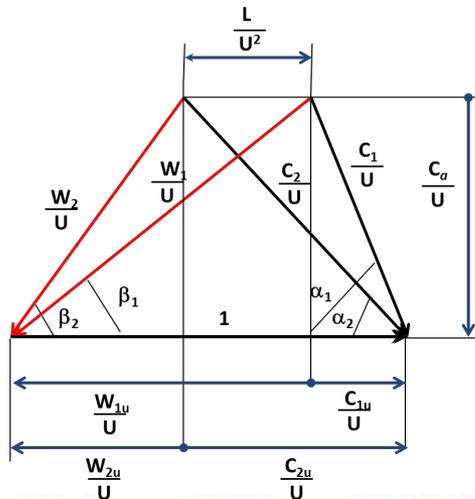
ОСЕВОЙ КОМПРЕССОР



ОСЕВАЯ ТУРБИНА

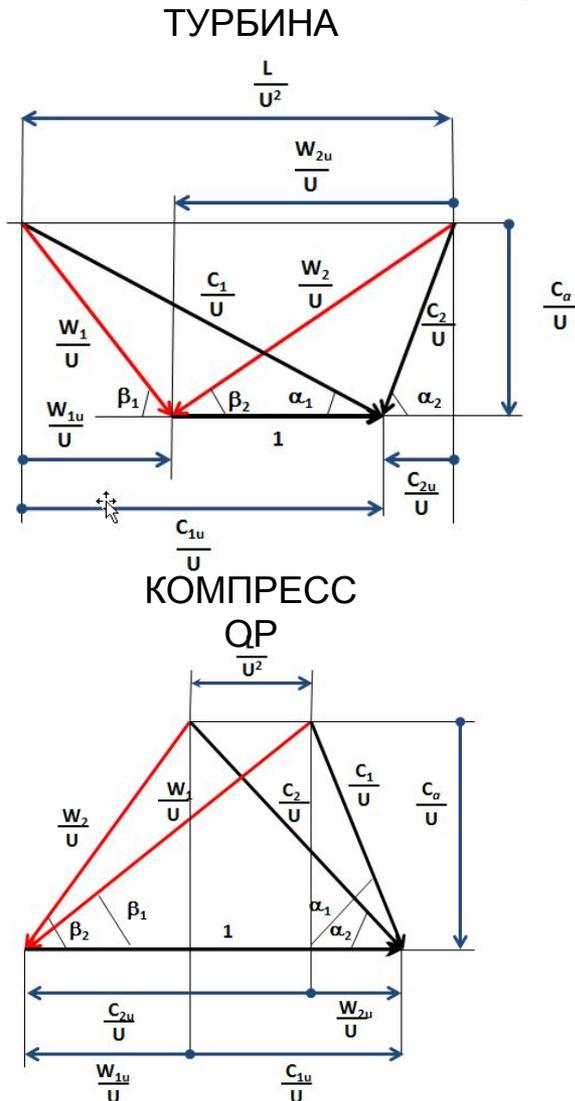


БЕЗРАЗМЕРНЫЕ ПЛАНЫ СКОРОСТЕЙ (ВСЕ СКОРОСТИ ПОДЕЛЕНЫ НА U)





КАК ОПИСАТЬ ПЛАН СКОРОСТЕЙ?



✓ Безразмерный план скоростей описывается следующими параметрами:

- $\psi = \frac{L}{u^2}$ – коэффициент напора
- $\varphi = \frac{c_a}{u}$ – коэффициент расхода
- $\rho_{ст}$ – степень реактивности

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

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

- D_1/D_2 - отношение диаметров на входе и выходе из РК (форма проточной части)
- c_{1a}/c_{2a} - коэффициент меридионального ускорения



БЕЗРАЗМЕРНЫЕ ПАРАМЕТРЫ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА

	Низкий	Высокий
Коэффициент напора (нагрузки)		
Коэффициент расхода		
	Компрессор	Турбина
Рост степени реактивности		

→ Исходный план
→ УВЕЛИЧЕННАЯ РЕАКТИВНОСТЬ



БЕЗРАЗМЕРНЫЕ ПАРАМЕТРЫ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА

КОЭФФИЦИЕНТ НАПОРА

$$\psi = \frac{L}{u_x^2}$$

Для осевых компрессоров

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

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

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

Типовые значения коэффициентов напора

Осевая турбина ГТД	1,5...4,5
Паровая турбина	1,0...1,2
Активная паровая турбина	1,5...2,0
Осевой компрессор	0,25...0,45
Радиальная турбина	0,9...1,2
Центробежный компрессор	0,6...0,9

КОЭФФИЦИЕНТ РАСХОДА

$$\varphi = \frac{c_m}{u_x} = \frac{V}{Fu_x}$$

Для насосов

$$\varphi = \frac{V}{\omega D_2^3}$$

Условный коэффициент расхода

$$\Phi = \frac{4V_H}{\pi D_2^2 u_2}$$

Типовые значения коэффициента расхода

Осевая турбина ГТД	0,3...1,5
Осевой компрессор	0,3...0,45



САМАРСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
SAMARA UNIVERSITY

БЛАГОДАРЮ ЗА ВНИМАНИЕ

Батурин Олег Витальевич

443086 г. Самара, Московское шоссе 34,
комн. 336-5 Tel: (846)267-45-94
oleg.v.baturin@gmail.com

ул. Московское шоссе, д. 34, г. Самара, 443086
Тел.: +7 (846) 335-18-26 , факс: +7 (846) 335-18-36
Сайт: www.ssau.ru, e-mail: ssau@ssau.ru



БЕЗРАЗМЕРНЫЕ ПАРАМЕТРЫ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА

- ✓ Коэффициент быстроходности n_s - частота вращения модельного насоса, геометрически подобного натурному, с такими же, как и у натурного, значениями гидравлического и расходного КПД, который выдаёт напор 1м 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

$$n_s = \left(\frac{\varphi^2}{\psi^3} \right)^{1/4} \quad n_s = 193,3 \omega \frac{\sqrt{V}}{L^{3/4}}$$

	Центробежные			диагональ- ное	осевое
	тихоходное	нормальное	быстроход- ное		
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