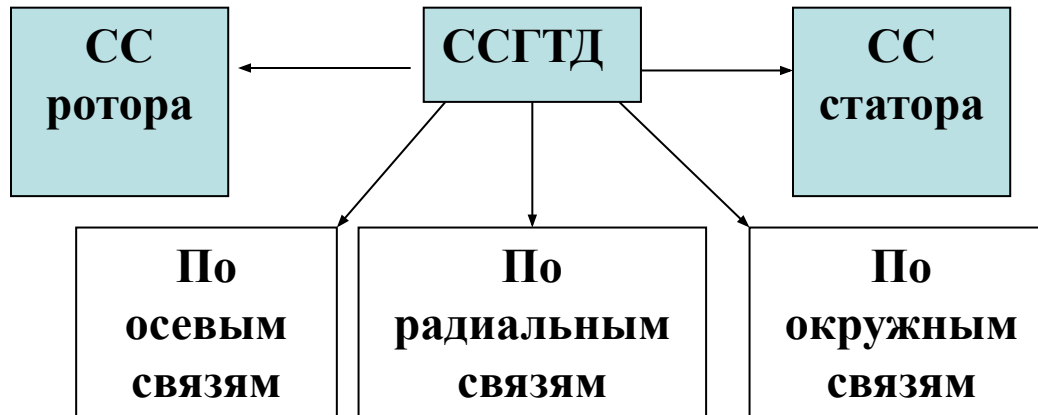


# СИЛОВАЯ СИСТЕМА АД И ЭУ

Силовая система (СС) ГТД показывает структуру и направление передачи усилий и моментов, возникающих в двигателе.  
Конкретным выражением СС является силовая схема.

## СТРУКТУРА СИЛОВОЙ СИСТЕМЫ АД

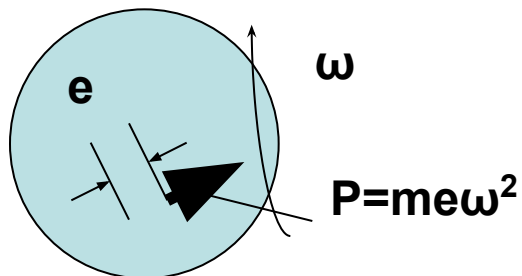


# СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ В ГТД

- Силы инерции движущихся масс
  - Температурные нагрузки
    - Газовые силы

# СИЛЫ ИНЕРЦИИ ДВИЖУЩИХСЯ МАСС

- Силы  $P$  от статической неуравновешенности ротора



$$P = me\omega^2,$$

где  $m$ -масса ротора,  $\omega$  – частота вращения ротора

- Силы, вызывающие перегрузку  $P = Mgn_{\max}^{\vartheta}$

где  $n_{\max}^{\vartheta}$  коэффициент максимальной эксплуатационной перегрузки

Для истребителей  $n_{y\max}^{\vartheta} = 8$  (в вертикальной плоскости).

Для пассажирских самолетов

$n_{\max}^{\vartheta} = 2,5 \dots 3,6$  – полет в неспокойном воздухе (ТУ-154).

- Гироскопические моменты

# ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГИРОСКОПИЧЕСКИХ МОМЕНТОВ

При выполнении самолетом эволюций на вращающийся ротор двигателя действует гироскопический момент

где  $J_p$  – полярный момент инерции ротора

относительно оси вращения,

$\Omega$ - угловая скорость самолета при его эволюции,

$\omega$  - угловая скорость вращения ротора двигателя,

$\lambda$ - угол между векторами  $\omega$  и  $\Omega$ .

Для цилиндра  $J_p = Mr^2$ ,

где  $M$  – масса цилиндра,

$r$  – его радиус.

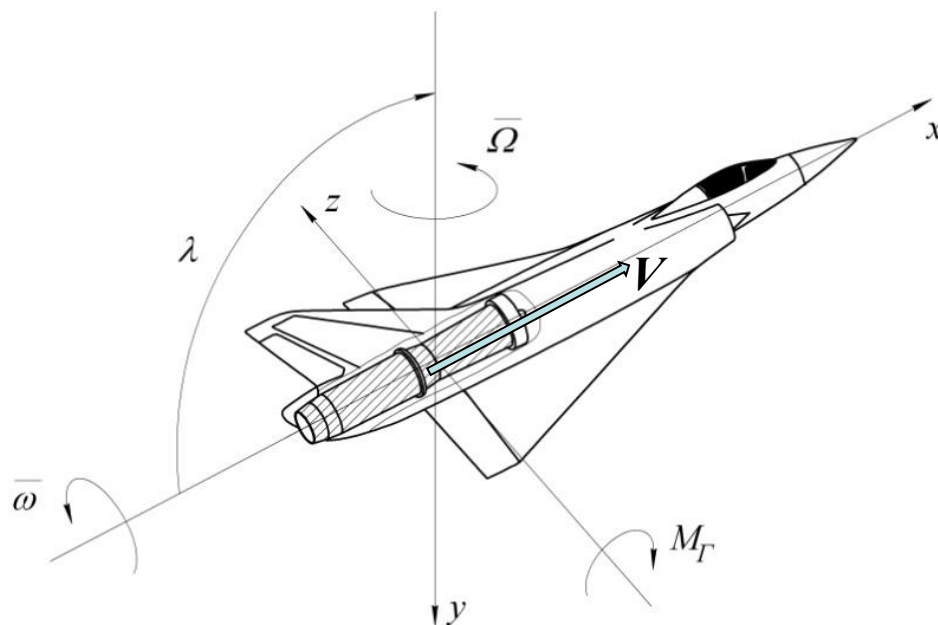
$\Omega = V/R$ ,

где  $V$  – скорость полета самолета,

$R$  – радиус кривизны траектории

$$M_G = J_p \Omega \omega \sin \theta,$$

$$J_p = \int r^2 dm$$



# ПРИМЕР РАСЧЕТА ГИРОСКОПИЧЕСКИХ СИЛ

Примем  $M=100\text{кг}$ ,  $r=0,5\text{м}$ .

Тогда  $J_p=Mr^2=100\times 0,5^2=25\text{кг}\cdot\text{м}^2$ .

Пусть ротор вращается со скоростью  $5000\text{об/мин}$ .

Тогда  $\omega=\pi n/30\approx 0,1n=500\text{с}^{-1}$ .

Пусть самолет совершает маневр со скоростью вращения, равной  $1\text{об/мин}$ .

Тогда  $\Omega=0,1\text{с}^{-1}$  и

**$Mg=J_p\Omega\omega=25\times 0,1\times 500=1250\text{н}\cdot\text{м}$**

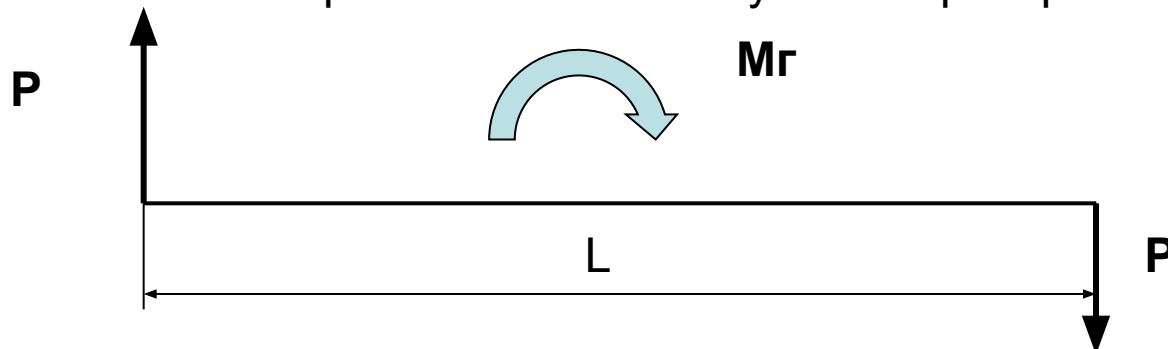
$M=PL$ , где  $P$  – реакция в опоре,  $L$  – расстояние между опорами.

Отсюда  $P=M/L$ . Примем  $L=2\text{м}$ .

Тогда получим для гироскопической силы, действующей на подшипник,

$$P=1250/2=625\text{н}=62,5\text{кГ},$$

что превышает половину массы ротора.



# ТЕМПЕРАТУРНЫЕ НАГРУЗКИ

Возникают из-за температурных градиентов по оси двигателя и в радиальном направлении. Их стремятся максимально снизить.

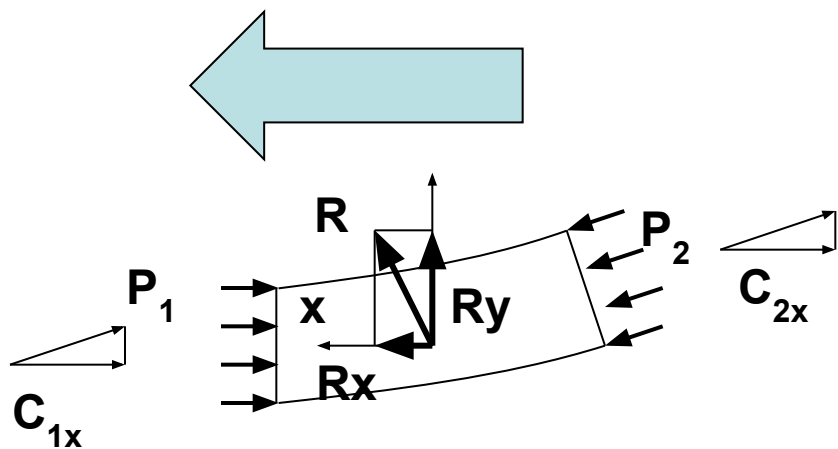
Для этого в конструкцию вводят специальные компенсаторы (телескопические подвижные соединения и упругие элементы). Однако это приводит к снижению жесткости конструкции.

## ГАЗОВЫЕ СИЛЫ

Возникают при течении газа по какому-либо каналу и передаются через стенки на узлы крепления к самолету для неподвижных деталей и узлов (сопловые лопатки турбин и направляющие аппараты компрессоров, входное и выходное устройство, камера сгорания) или способствуют созданию вращения в случае подвижных (рабочие лопатки).

# ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГАЗОВЫХ СИЛ В КАНАЛЕ АД И ЭУ

Направление полета



для их определения выделим канал, ограниченный твердыми стенками, и возьмем в нем два сечения 1-1 и 2-2.

Ось  $x$  направим по полету, ось  $y$  – в окружном направлении по вращению ротора.

Обозначим через  $R$  силу, действующую со стороны газа на стенку.

Ограничимся определением осевой силы  $R_x$ . Она, согласно уравнению Бернулли, состоит из двух компонент – статической  $R_{стат}$  и динамической  $R_{дин}$ :

$$R_x = R_{стат} + R_{дин}$$

$$R_{стат} = P_2 F_2 - P_1 F_1$$

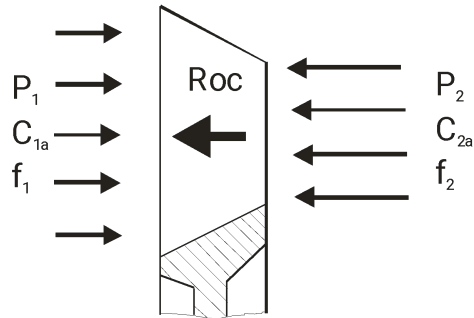
$$R_{дин} \times \tau = m V_2 - m V_1$$

$$R_{дин} = G(C_{2x} - C_{1x})$$

$$R_x = G(C_{2x} - C_{1x}) + P_2 F_2 - P_1 F_1$$

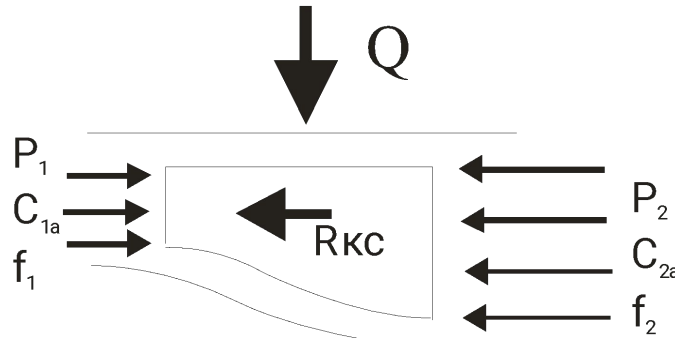
# ОСЕВАЯ ГАЗОВАЯ СИЛА В ЭЛЕМЕНТАХ АД

Рабочее колесо компрессора

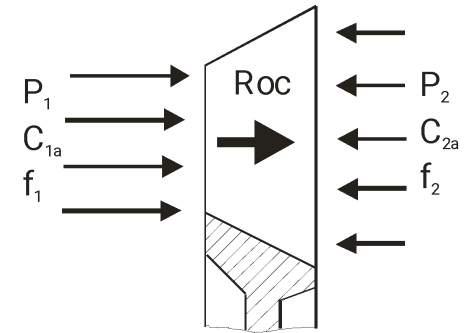


$$R_{ок} = P_2 F_2 - P_1 F_1$$

Камера сгорания

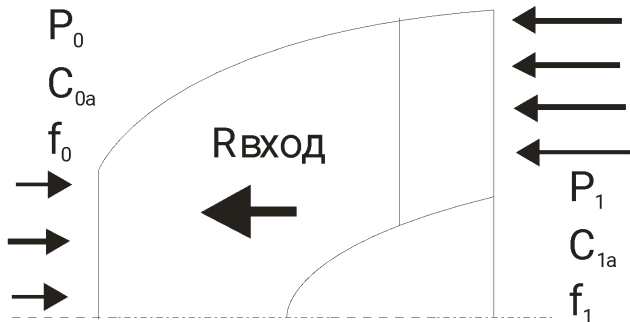


Рабочее колесо турбины

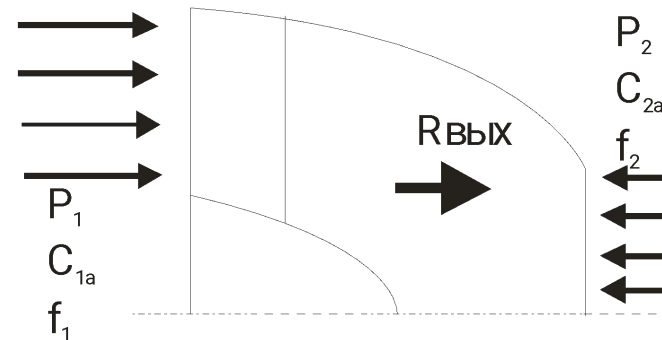


$$R_{от} = P_1 F_1 - P_2 F_2$$

Входное устройство



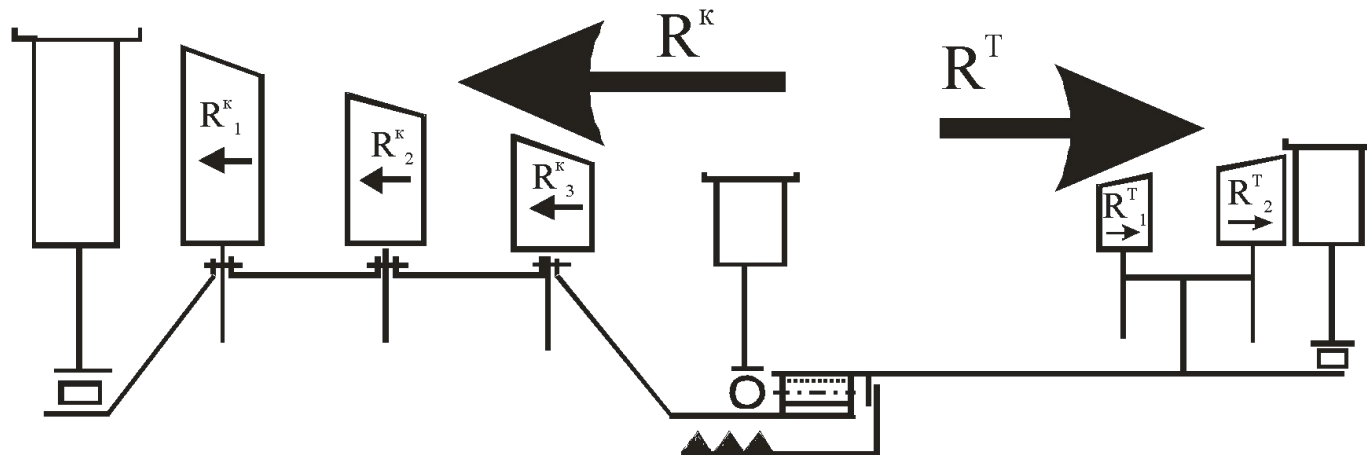
Выходное устройство



$$R_x = G(C_{2x} - C_{1x}) + P_2 F_2 - P_1 F_1$$



# ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСЕВОЙ СИЛЫ РОТОРОВ КОМПРЕССОРА И ТУРБИНЫ



Здесь обозначено:

$$R^K = \sum_{i=1}^n R_i^K$$

- Суммарная осевая сила ротора компрессора

$R_i^K$  - Осевая сила  $i$ -того рабочего колеса компрессора  
 $n$ - число ступеней компрессора

$$R^T = \sum_{j=1}^m R_j^T$$

- Суммарная осевая сила ротора турбины

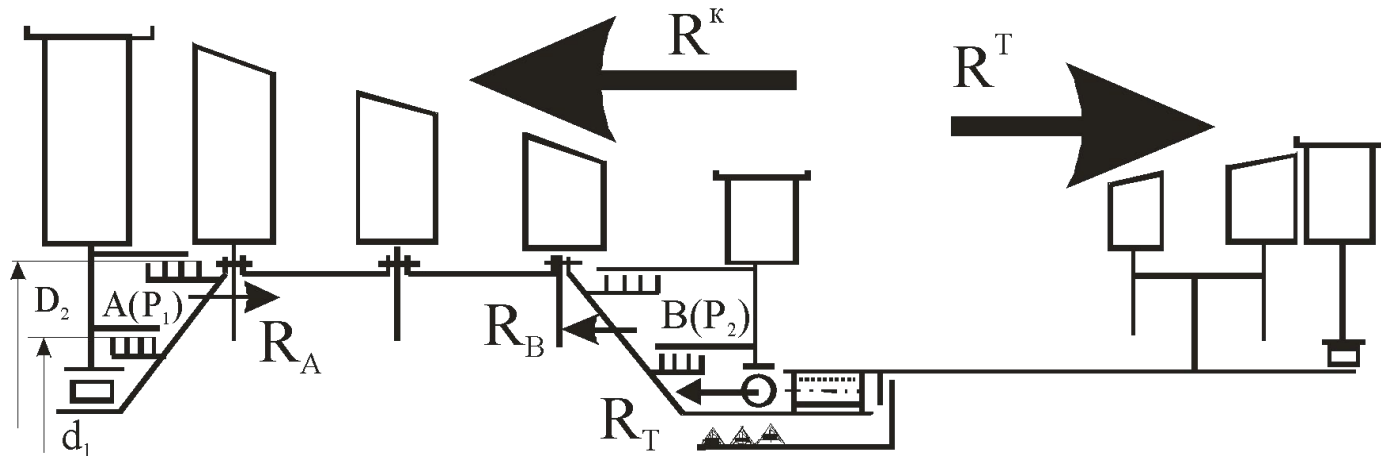
$R_j^T$  - Осевая сила  $j$ -того рабочего колеса турбины  
 $m$  – число ступеней турбины

# ВКЛАД ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ДВИГАТЕЛЯ В СОЗДАНИЕ ТЯГИ

Элемент двигателя	Входное устройство	ОК	КС	ГТ	Выходное устройство
Осевая сила	$\pm(0,1...0,2)R$	$(1...2)R$	$2R$	$-(1,5...1,8)R$	$-(0,4...0,5)R$

R - ТЯГА

# ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСЕВОЙ СИЛЫ РОТОРА АД



$$500\text{кгс} < R_{\text{руп}} < 5000\text{кгс} \quad (1)$$

Для обеспечения условия (1) используются специальные разгрузочные полости А и В

В разгрузочные полости подаются соответственно давления  $P_1$  и  $P_2$ .

Отсюда для  $R_A$  и  $R_B$  имеем:  $R_A = \frac{\pi}{4} P_1 (D_1^2 - d_1^2)$   $R_B = \frac{\pi}{4} P_2 (D_2^2 - d_2^2)$

Составим уравнения равновесия:  $R^K + R_{\text{руп}} + R_B = R^T + R_A$

Отсюда для  $R_{\text{руп}}$  имеем:  $R_{\text{руп}} = R^T + R_A - R^K - R_B$

# РАДИАЛЬНО-УПОРНЫЙ ПОДШИПНИК

Ротор располагается как минимум на двух подшипниках, один из которых – радиально-упорный (шариковый). В качестве радиальных подшипников обычно используют роликовые подшипники.

Радиально-упорный подшипник фиксирует осевое положение ротора, а радиальный подшипник допускает осевое смещение ротора относительно роликов подшипника, которые не препятствуют этому. Так делают для компенсации температурных деформаций, которые всегда имеют место из-за изменения температуры по длине ротора. Осевое удлинение ротора по этой причине может составлять 5-7мм, и если не обеспечить свободы расширения на одном из концов ротора, то в нем возникают недопустимо большие деформации, ведущие к поломке.

В ГТД обычно применяют подшипники легкой серии. Поэтому РУП выдерживает не более 5Т осевой нагрузки. В современных ОК осевая сила достигает 25Т. Обычно в ГТД существует жесткая осевая связь роторов компрессора и турбины, поэтому на РУП передается только разность между осевыми силами ОК и ГТ, которая составляет 10...15Т и может превысить допустимую нагрузку на РУП.

**Значит, требуются дополнительные конструктивные мероприятия для снижения осевой силы на РУП.**

# ПУТИ СНИЖЕНИЯ ОСЕВОЙ СИЛЫ НА РУП

- соединение ротора компрессора с ротором турбины (то есть только один радиально-упорный подшипник на всем валу; осевые силы действуют в разные стороны и результирующая сила снижается. Пример: АМ-3 или РД-3М. Тяга 10 тонн, осевая сила компрессора 45 тонн, осевая силы турбины 25 тонн);
- введение разгрузочных полостей в компрессоре и в турбине (при управлении осевой силой ставится условие, чтобы она в процессе работы действовала только в одну сторону; иначе усложняется конструкция опоры с радиально-упорным подшипником);
- увеличение диаметра турбины до 1,1...1,3 диаметра компрессора, чтобы увеличить осевую силу ротора турбины;
- выполнение в опоре специальные разгрузочных устройств типа осевого газо- или гидростатического (динамического) подпятника, которые толкают ротор турбокомпрессора назад;
- увеличение возможности восприятия осевой силы радиально-упорным подшипником переводением его в межвальный (с передачей усилия на статор через радиально-упорный подшипник другого ротора).

Коэффициент работоспособности подшипника пропорционален частоте вращения ротора. В межвальном подшипнике частота вращения равна разности частот вращения каскадов. В итоге работоспособность подшипника улучшается. На другом каскаде можно применить разгрузку (Р-11, 25 изделие, 55 изделие и т.д.)

# ОСЕВАЯ РАЗГРУЗКА В ТРД

Для ТРД часть газа расширяется в реактивном сопле.

Поэтому

$$\pi_K > \pi_T$$

и давление за компрессором больше давления за турбиной.

Вследствие этого осевое усилие ОК по абсолютной величине много больше осевого усилия ГТ,

$$|R_{ок}| \gg |R_{гт}|.$$

При этом на РУП приходится от 5 до 25% от тяги двигателя.

Поэтому для разгрузки необходимо переднюю полость А наддувать воздухом с избыточным давлением, а заднюю Б – суфлировать с атмосферой.

# ОСЕВАЯ РАЗГРУЗКА В ТВД

Осевое усилие ГТ намного больше осевого усилия ОК

$$|R_{ГТ}| \gg |R_{ОК}|.$$

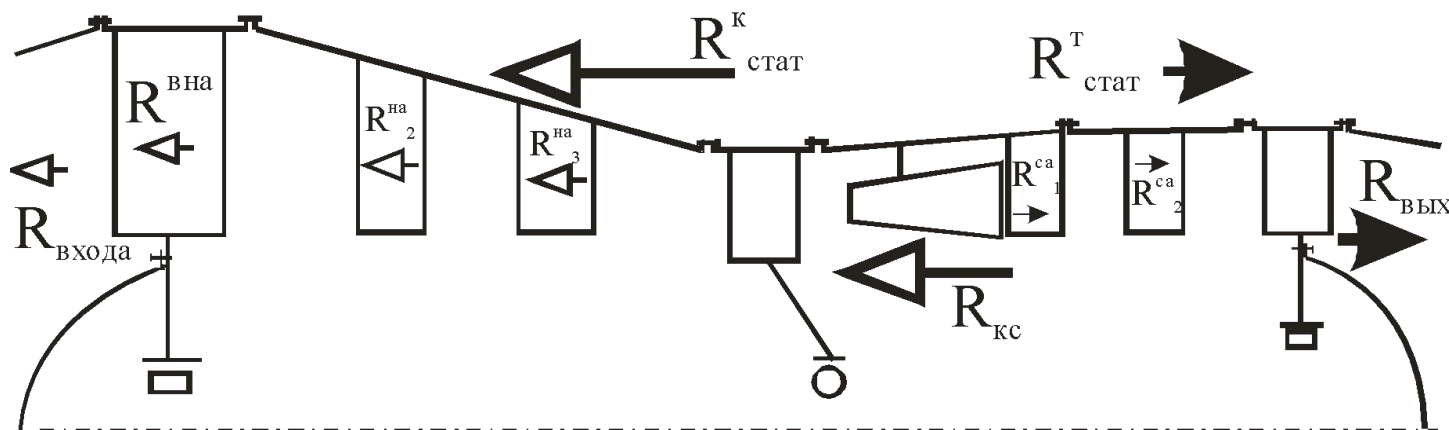
Это связано с тем, что

$$\pi_{К} = \pi_{Т},$$

а площадь, на которую действует давление со стороны компрессора, меньше, чем со стороны турбины из-за повышения температуры в КС, благодаря чему увеличивается объемный расход газа и требуется большие проходные сечения.

Вследствие этого приходится в ТВД переднюю полость суфлировать, а заднюю – наддувать.

# ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСЕВОЙ СИЛЫ СТАТОРА



$$R_{стат}^k = \sum_{i=1}^n R_i^{на} \quad - \text{Суммарная осевая сила статора компрессора}$$

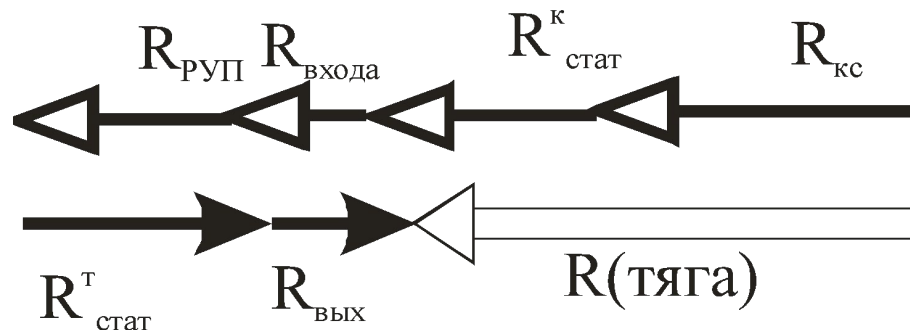
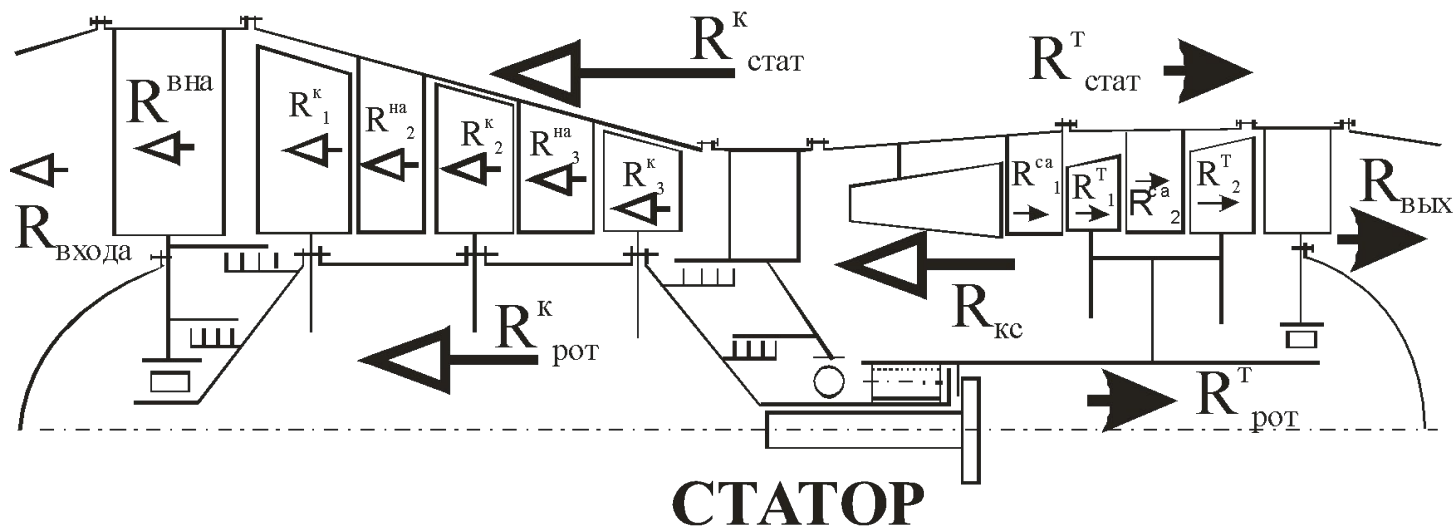
$R_i^{на}$  - Осевая сила  $i$ -того направляющего аппарата компрессора

$$R_{стат}^t = \sum_{j=1}^m R_j^{ca} \quad - \text{Суммарная осевая сила статора турбины}$$

$R_j^{ca}$  - Осевая сила  $j$ -того соплового аппарата турбины

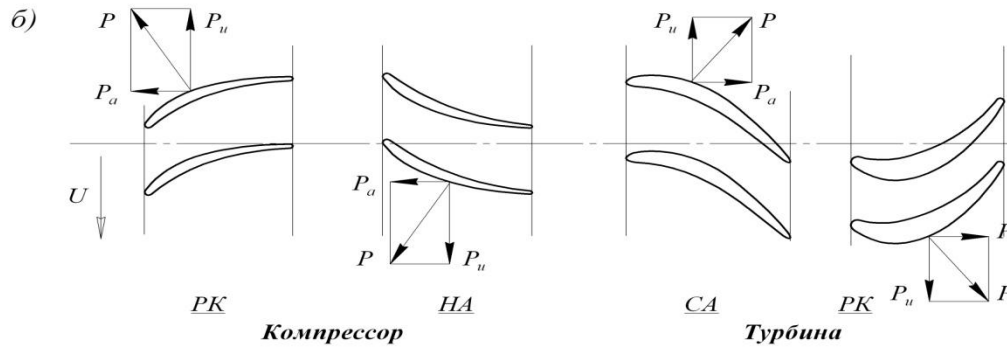
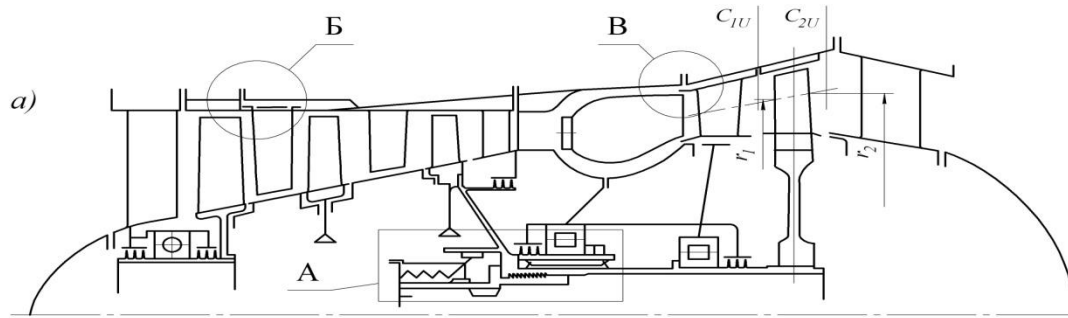


# БАЛАНС ОСЕВЫХ СИЛ В ТРД



Таким образом, тяга является равнодействующей всех осевых газовых сил, действующих на корпус и направлена в сторону полета.

# КРУТЯЩИЕ МОМЕНТЫ ОТ ГАЗОВЫХ СИЛ



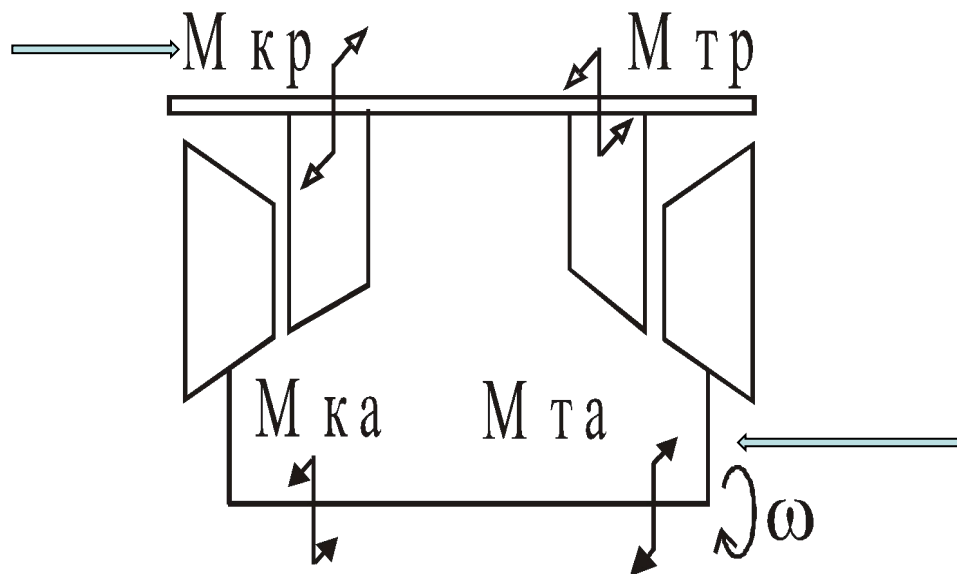
По ГОСТ принято левое вращение ротора, глядя со стороны сопла.

В соответствии со вторым уравнением Эйлера сумма моментов относительно любой оси всех сил, приложенных к объёму газа, равна разности моментов относительно той же оси секундных количеств движения входящего и выходящего газа.

$$M = G_B (c_{2u} r_2 - c_{1u} r_1)$$

# СИЛОВЫЕ СХЕМЫ ПО ОКРУЖНЫМ СВЯЗЯМ

Реактивный поток



Активный поток

Образуются двумя моментными потоками

Активный поток – передает крутящий момент от ротора турбины к компрессору

Реактивный поток передает крутящий момент по статору от турбины к компрессору и далее на узел крепления двигателя