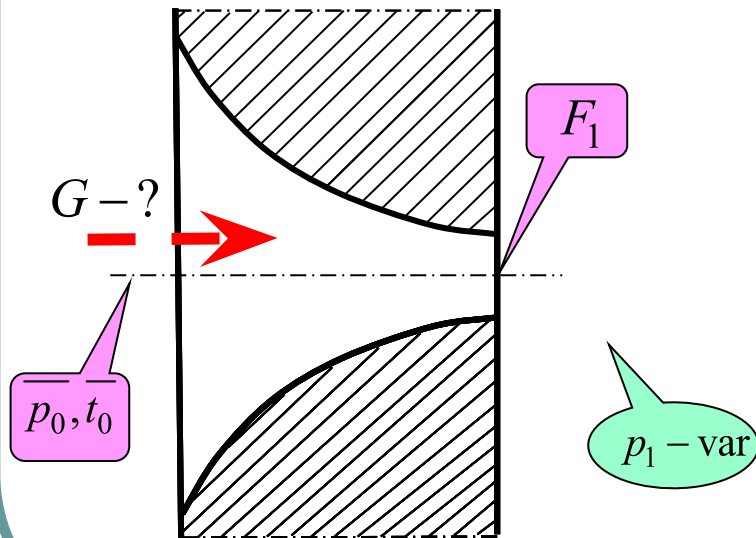


## 2.2.3. Расход пара (газа) через суживающееся сопло

Рассмотрим такую задачу.

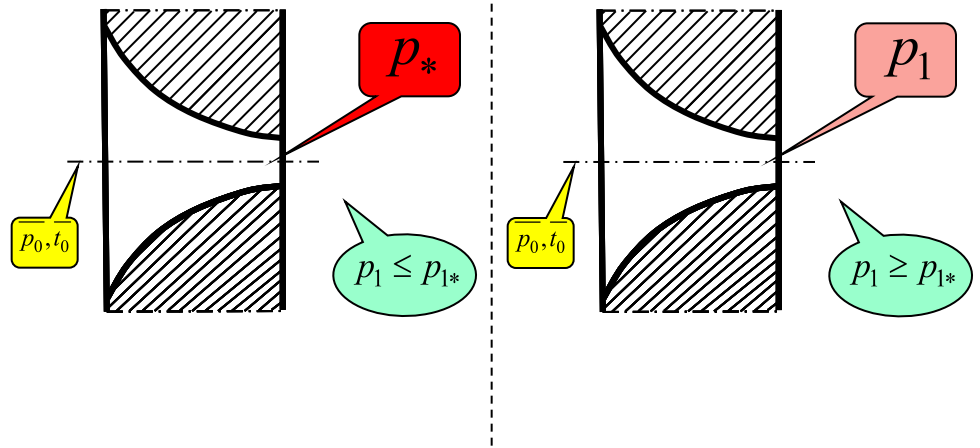
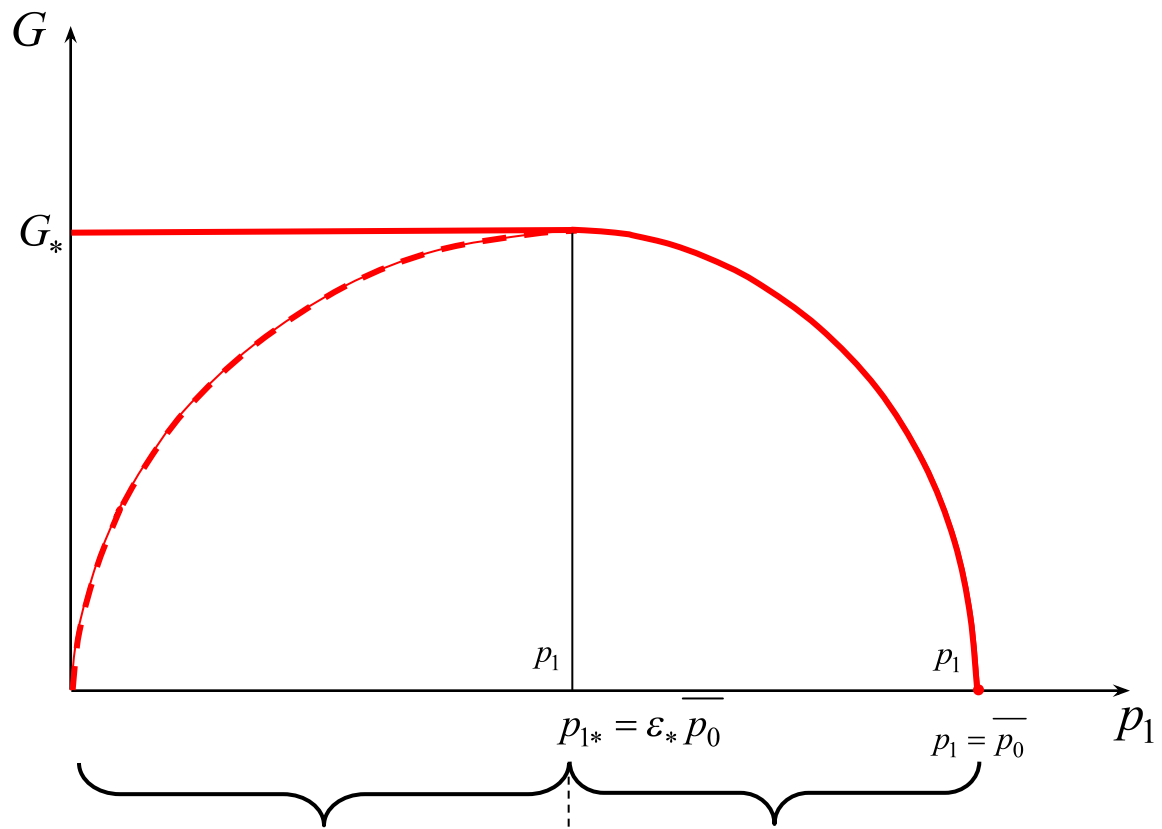
Как будет изменяться расход  $G$  через суживающееся сопло, площадью  $F_1$ , при постоянных параметрах торможения на входе ( $\bar{p}_0 = const, \bar{t}_0 = const$ ) и переменном давлении за соплом  $p_1$ ?

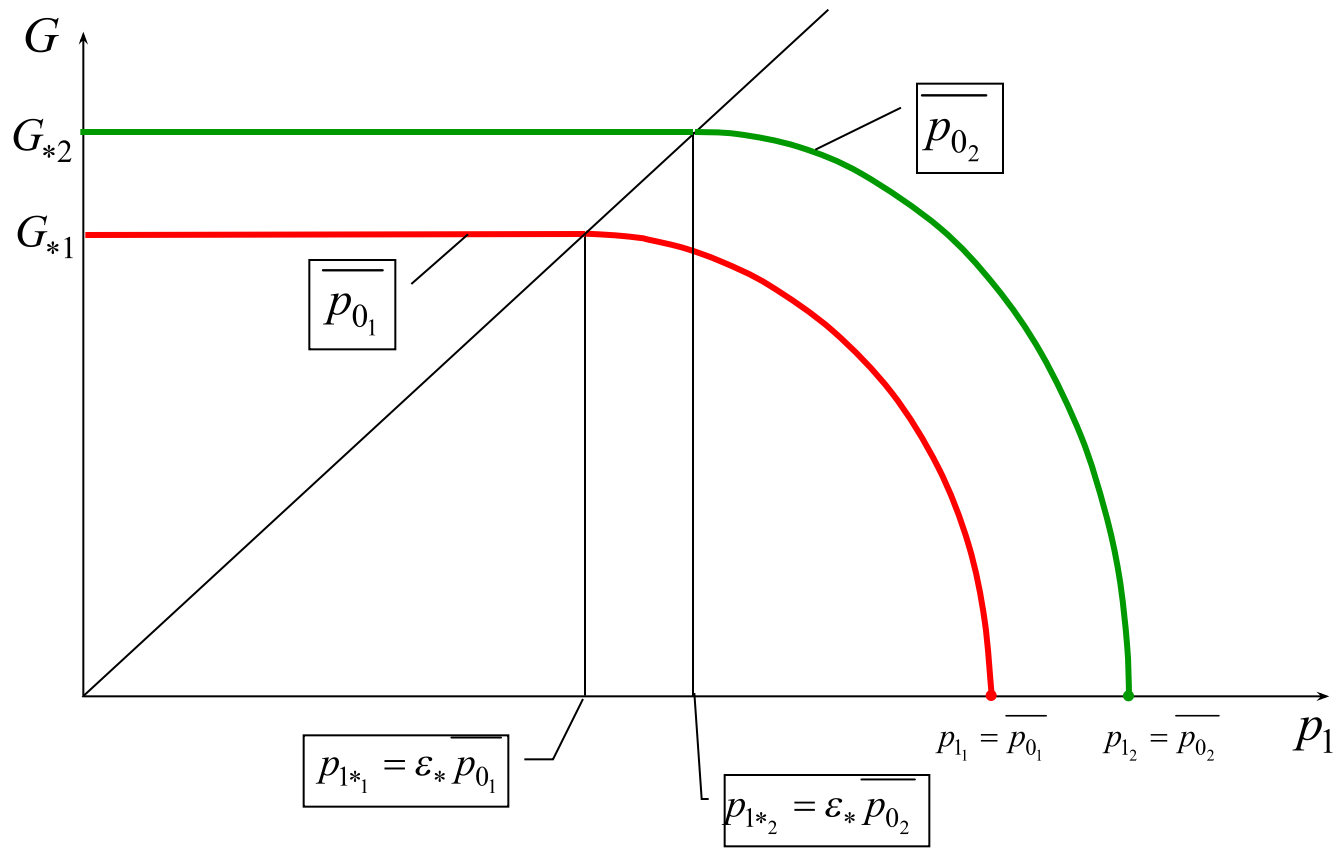


$$G = F_{1t} \frac{c_{1t}}{v_{1t}}$$

$$c_{1t} = \sqrt{\frac{2k}{k-1} \bar{p}_0 \bar{v}_0 \left(1 - \varepsilon^{\frac{k-1}{k}}\right)}$$

$$p_1 \downarrow \Rightarrow c_{1t} \uparrow \Rightarrow v_{1t} \uparrow$$





## \* Практическое применение $\varepsilon_*$

Заданы:  $\overline{p_0}, p_1$ , т.е.  $\varepsilon = \frac{p_1}{\overline{p_0}}$ .

### **А. Выбор типа сопла:**

- если  $\varepsilon < \varepsilon_*$ , то сопло должно быть **расширяющимся**
- если  $\varepsilon > \varepsilon_*$ , то сопло должно быть **суживающимся**

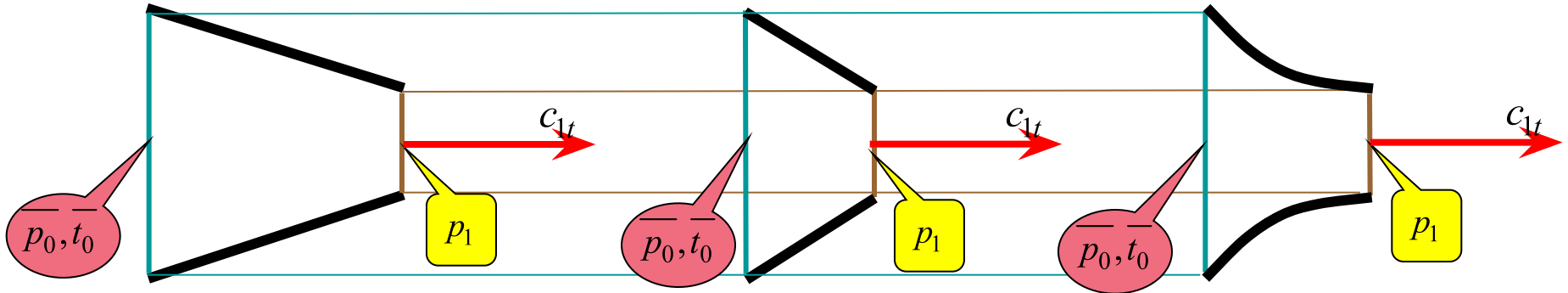
### **Б. Режим работы суживающегося сопла**

- если  $\varepsilon > \varepsilon_*$ , то сопло работает в докритическом режиме и в выходном сечении сопла давление будет равно давлению за соплом ( $p_1$ )
- если  $\varepsilon < \varepsilon_*$ , то сопло работает в критическом режиме и в выходном сечении сопла установится давление  $\overline{p_{1*}} = \varepsilon_* \overline{p_0}$

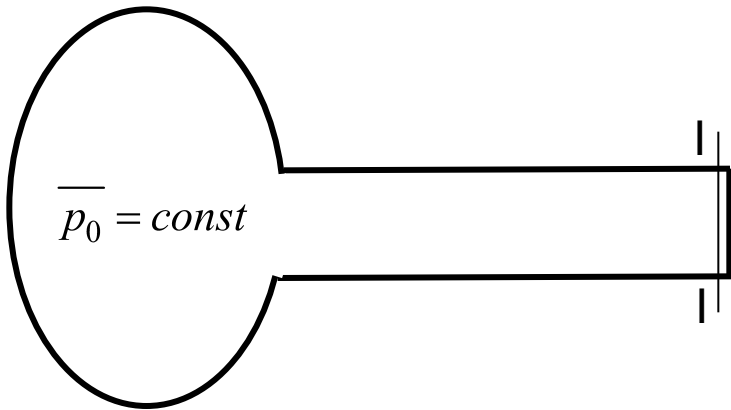
Вопросы, которые **должны** возникнуть при изучении данного раздела:

I. Нет уравнений, которые позволяют определить длину сопла.

*Одинаковый*



II. Полученный результат противоречит практическим наблюдениям



*прямое  
ферному*

а)  $p_1 = \overline{p_0} \quad c_{1t} = 0$

б) если  $\frac{p}{p_0} \geq \varepsilon_*$   
то  $p_1 = p$  *в значении* ]

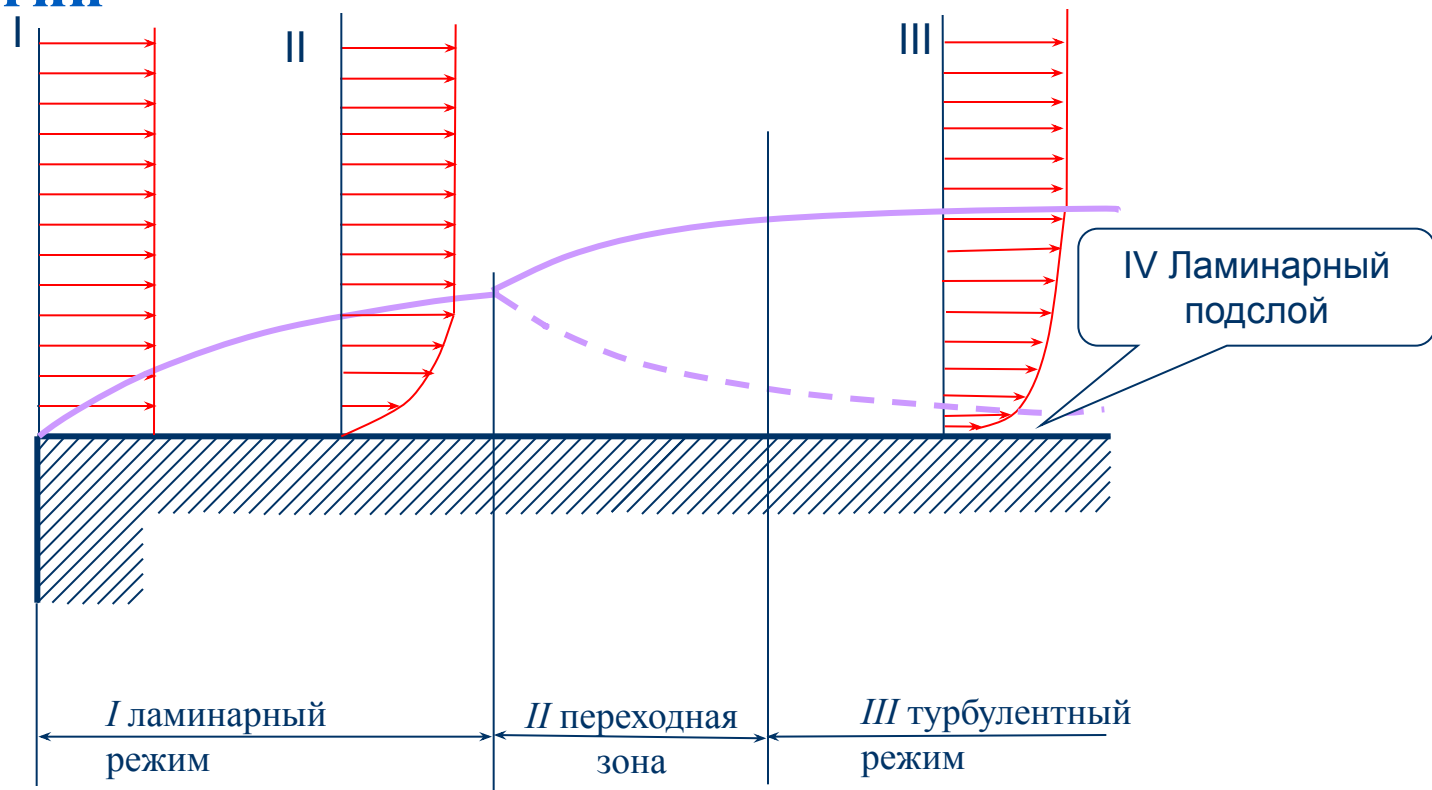
если  $\frac{p}{p_0} \leq \varepsilon_*$   
то  $p_1 = \varepsilon_* \overline{p_0} \quad c_{1t} = *$

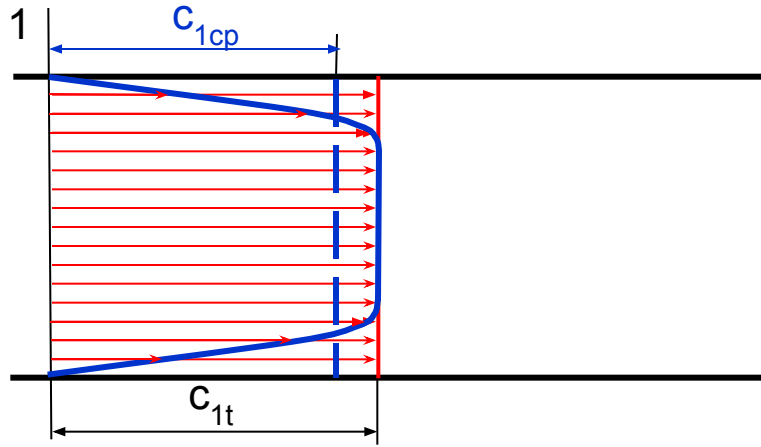
Таким образом,  $c_{1t} \uparrow$ , а  $F_1 = const$ .

**Нонсенс:** не выполняется уравнение неразрывности.

## 2.3. Потери располагаемой энергии при реальном течении газа в канале

### 2.3.1 Физическая сущность потерь располагаемой энергии





## 2.3.2. Характеристики реального потока в соплах

### А) Энергетические характеристики

Уравнение сохранения энергии:

- для реального потока  $\frac{c_1^2}{2} = \bar{h}_0 - h_1$

- для изоэнтропийного процесса  $\frac{c_{1t}^2}{2} = \bar{h}_0 - h_{1t}$

Разность кинетических энергий теоретического и реального потоков:

$$\Delta H_c = \frac{c_{1t}^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} = h_1 - h_{1t}$$

Потеря располагаемой энергии

Относительная величина потери называется **коэффициентом потерь**

$$\zeta_c = \frac{\Delta H_c}{H_0}$$



$$\zeta_c = \frac{\Delta H_c}{H_0} = \frac{\frac{c_{1t}^2}{2} - \frac{c_1^2}{2}}{\frac{c_{1t}^2}{2}} = 1 - \left( \frac{c_1}{c_{1t}} \right)^2$$

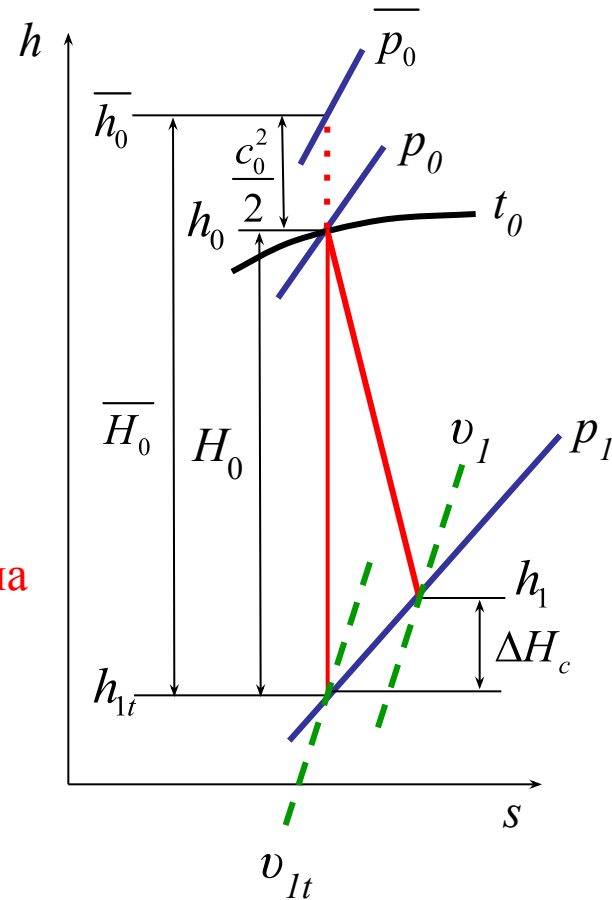
$$\overline{H_0} = \frac{c_{1t}^2}{2} \quad \Delta H_c = \frac{c_{1t}^2}{2} - \frac{c_1^2}{2}$$

$$\varphi = \frac{c_1}{c_{1t}}$$

- коэффициент скорости сопла

$$\zeta_c = 1 - \varphi^2$$

$$\varphi = \sqrt{1 - \zeta_c}$$



Известен  $\zeta_c$  или  $\varphi$  (откуда)?

$$\Delta H_c = \zeta_c \overline{H_0}$$

$$h_1 = h_{1t} + \Delta H_c$$

## Б) Расходные характеристики

Известны:

- площадь выходного сечения сопла ( $F_1$ );
- начальные параметры ( $p_0, t_0, c_0$ );
- конечное давление ( $p_1$ ).

Расход газа через сопло:

- при теоретическом процессе расширения

$$G_t = \frac{F_1 c_{1t}}{v_{1t}}$$

- при действительном процессе расширения

$$G = \frac{F_1 c_1}{v_1}$$

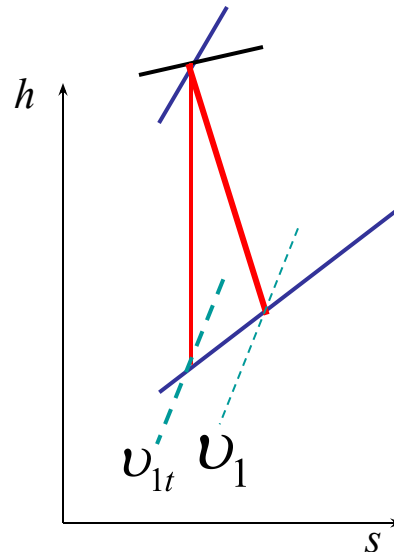
$$\mu = \frac{G}{G_t}$$

- коэффициент расхода сопла

$$\mu = \frac{F_1 c_1}{v_1} \frac{v_{1t}}{F_1 c_{1t}} = \varphi \frac{v_{1t}}{v_1}$$

$$v_1 > v_{1t} \Rightarrow \mu < \varphi$$

Справедливо только для однофазной среды!!!



Применение понятия

Знаем теоретический процесс расширения

Какой в действительности пройдет расход через сопло с заданной выходной площадью?

$$G = \frac{F_1 c_{1t} \mu}{v_{1t}}$$

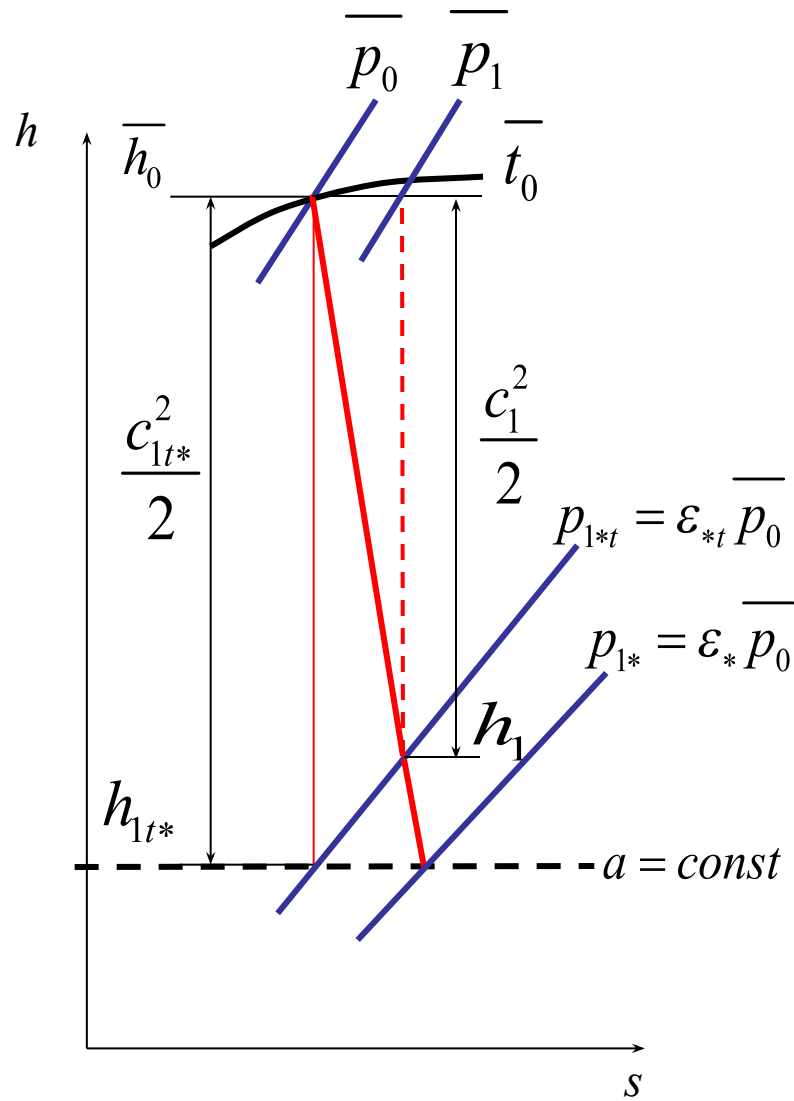
Редко встречающаяся задача

Какую выходную площадь должно иметь сопло, чтобы пропустить заданный расход

$$F_1 = \frac{G v_{1t}}{c_{1t} \mu}$$

Основа методики расчета турбинных ступеней

## В) Критическое отношение давлений



$$\epsilon_{*t} = \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

$$\epsilon_* = \left( 1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \frac{1}{1-\zeta} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

### 3. Преобразование энергии в турбинной ступени (ТС)

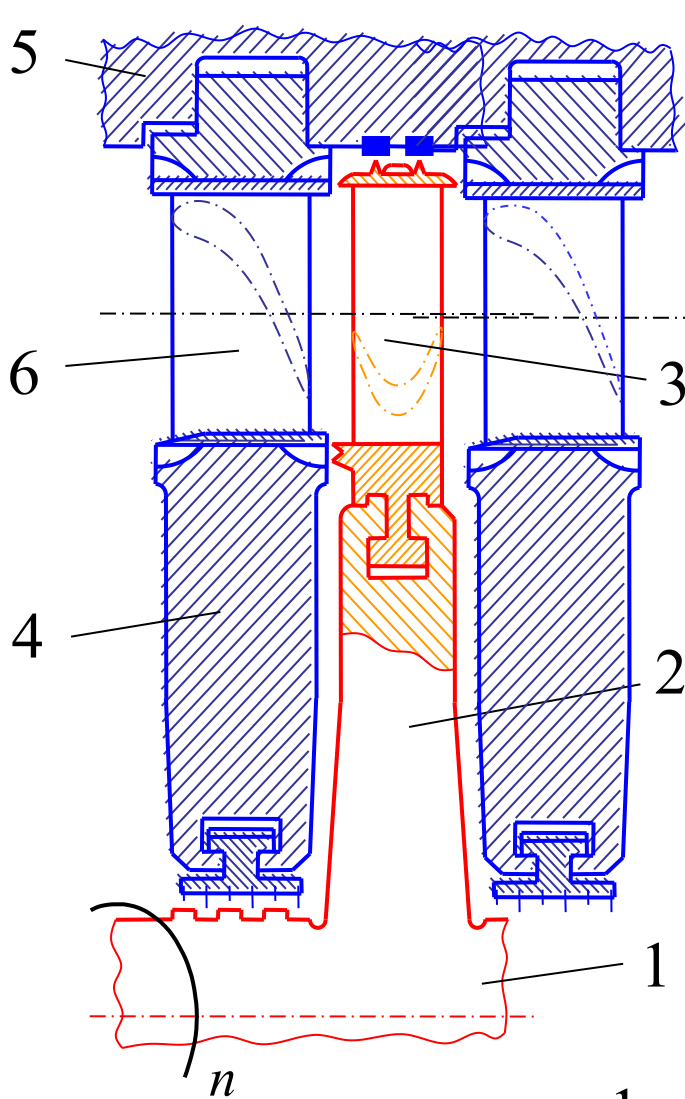
В зависимости от направления движения газа относительно оси вращения ТС бывают:

- Осевые (аксиальные)
  - Камерные
  - Барабанные
- Радиальные
- Осерадиальные

#### Вопрос на будущее

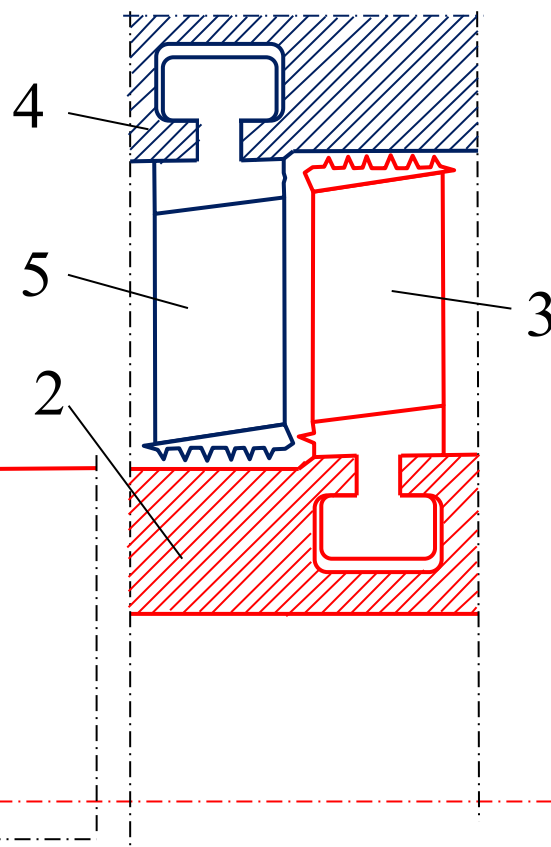
1. Чем определяется выбор типа конструкции осевой ступени?
2. Почему последние ступени конденсационных турбин с реактивностью на среднем диаметре около 0,5 выполняются камерного типа?

## Камерная ступень



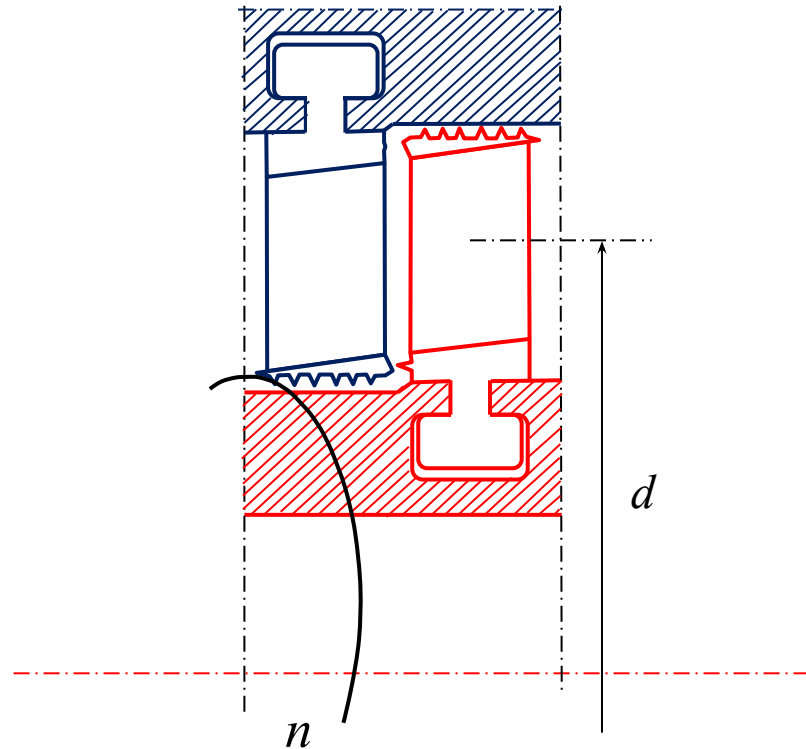
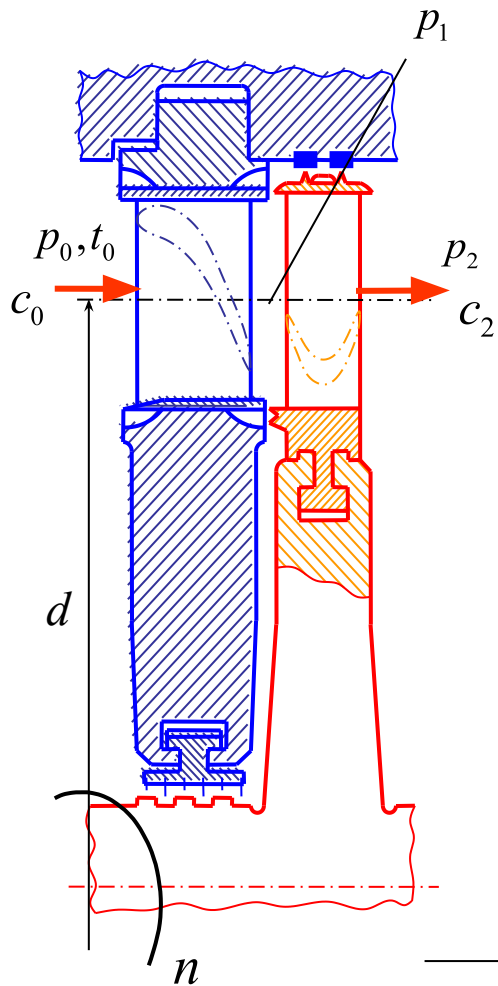
1. Вал турбины
  2. Диск
  3. Рабочая лопатка
  4. Диафрагма
  5. Корпус или обойма
  6. Сопловая решетка (направляющий аппарат)
- } Ротор  
 } Статор

## Барабанная ступень

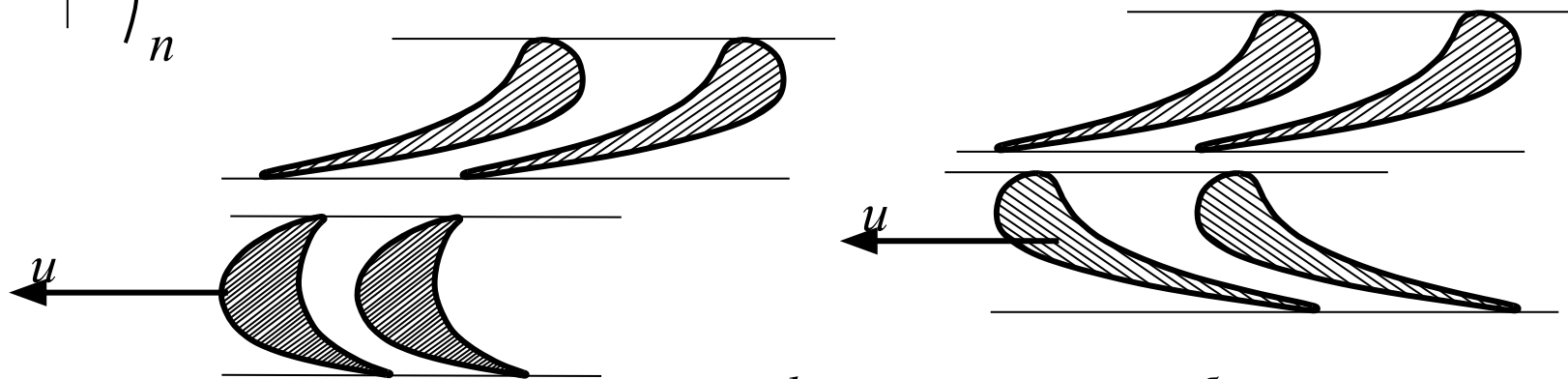


1. Вал турбины
2. Барабан
3. Рабочая лопатка
4. Статор (корпус или обойма)
5. Сопловая решетка (направляющий аппарат)

$n$  - частота вращения ротора,  $c^{-1}$ .



Направляющий аппарат и рабочие лопатки – **проточная часть ступени**



$u = \pi d n$  - окружная скорость рабочих лопаток на среднем диаметре