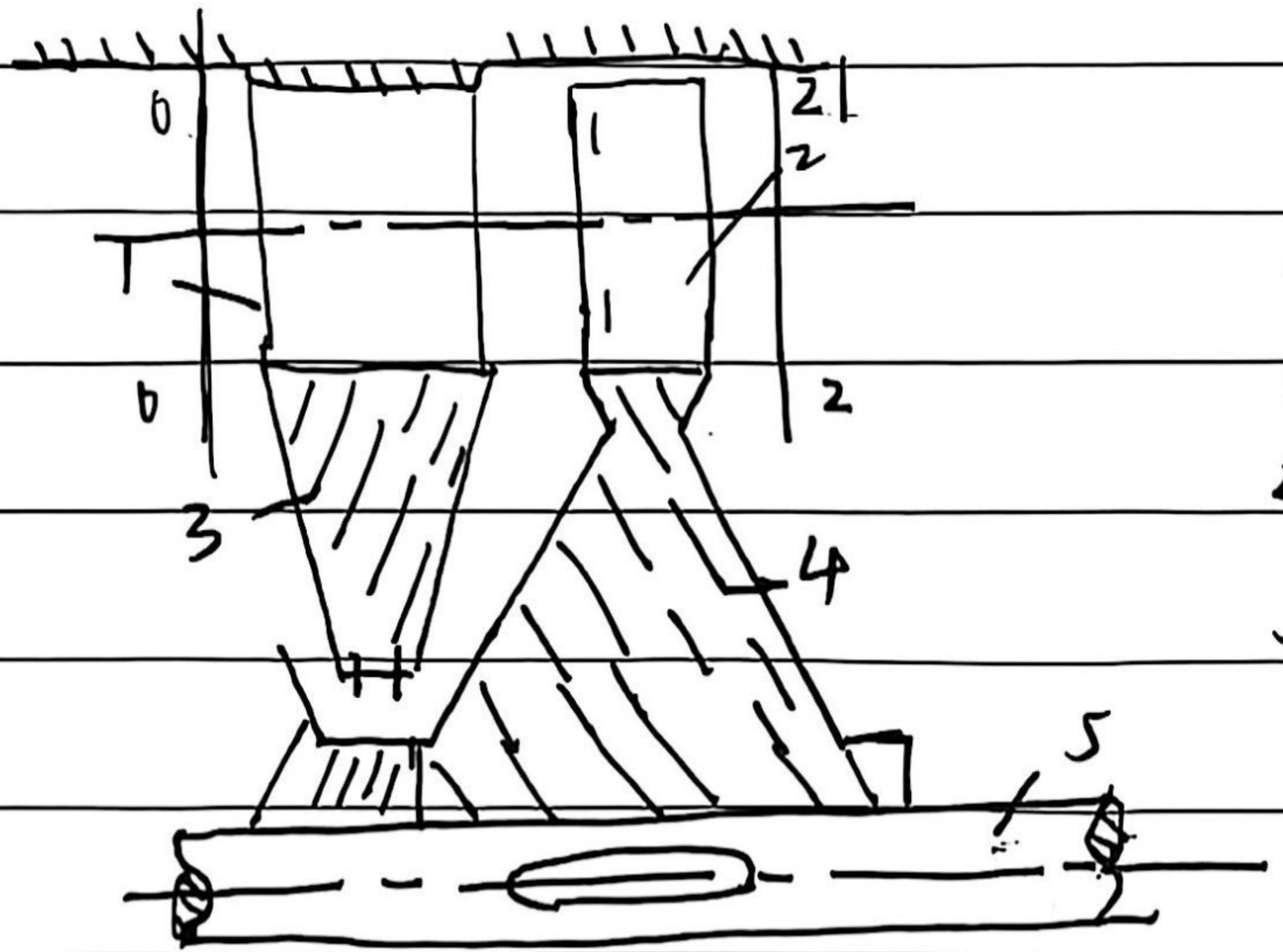
第2章

一、汽轮机的级是最基本的做功单元.

级由一列静叶栅(喷嘴)和紧邻的一列动叶栅组成.

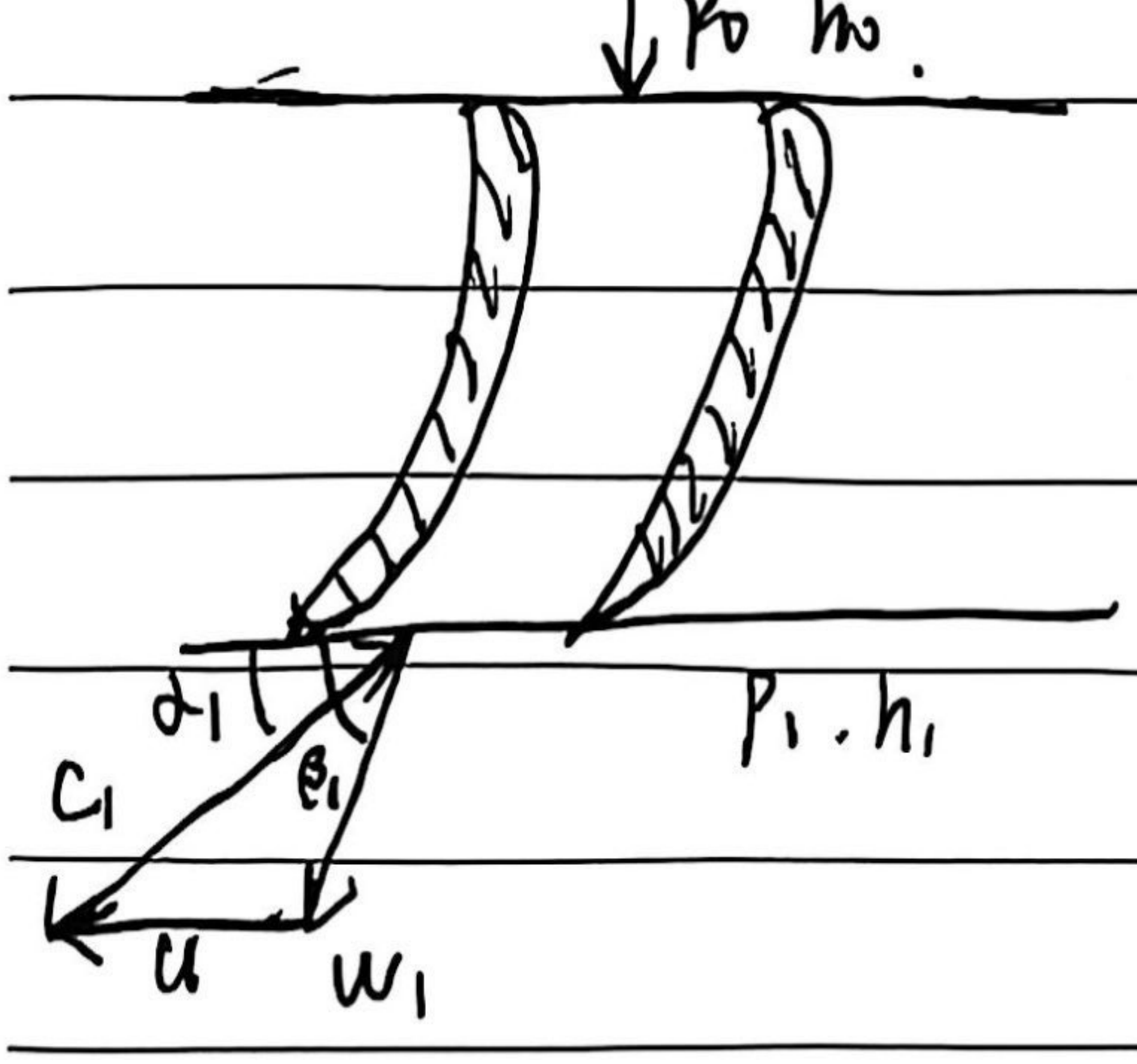


1-喷嘴
2-动叶片
3-隔板
4-叶轮
5-轴.
0-0截面-喷嘴进口截面
1-1截面-喷嘴出口.
动叶进口
2-2截面-动叶出口截面

各截面参数下标0,1.2表示.

喷嘴.(固定在汽缸上,不对外作功).

蒸汽在喷嘴(静叶)汽道中完成: ①热能→动能
②获得一定的方向.



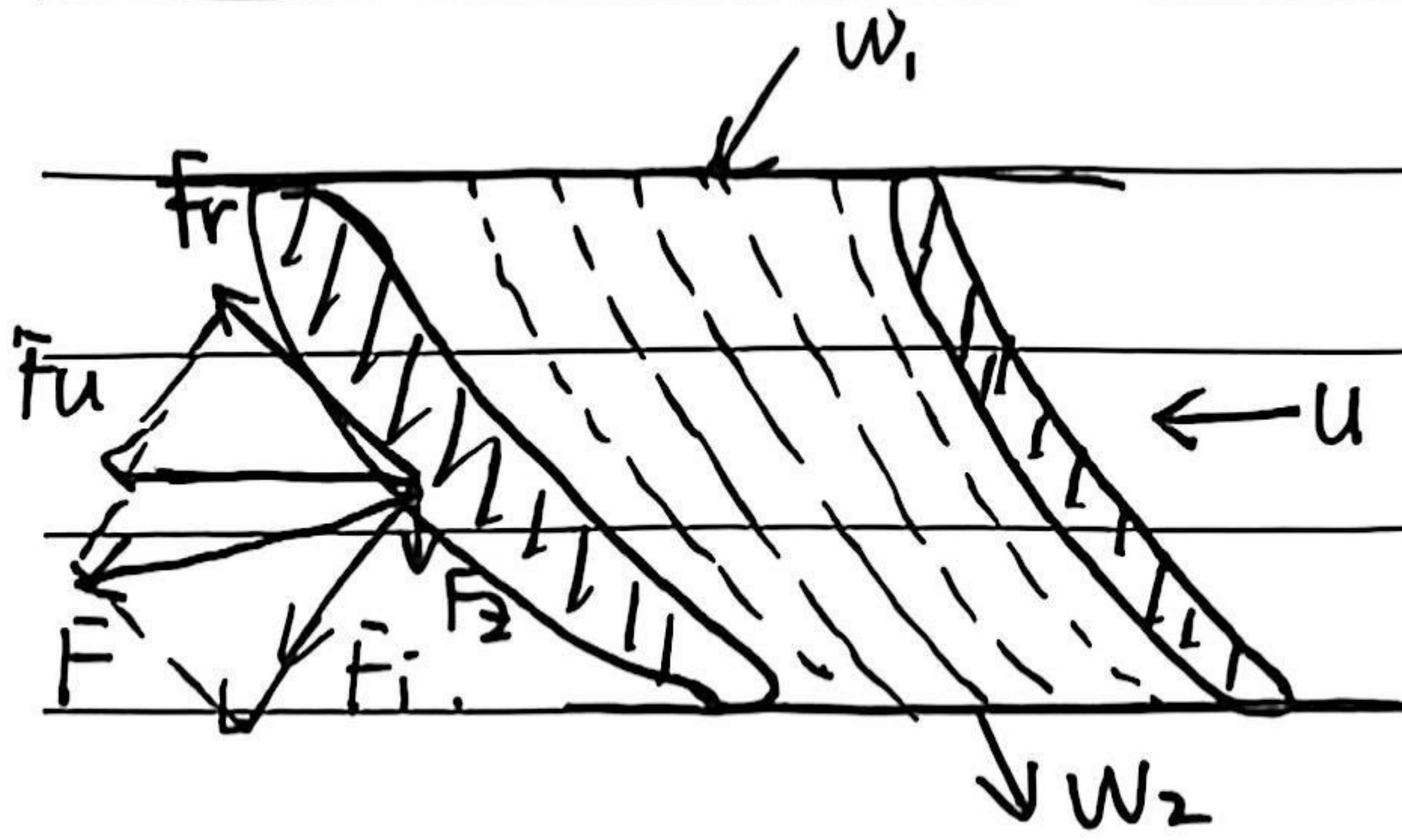
蒸汽压力从P_0膨胀(降低)至P_1.

温度从t_0降低至t_1.

蒸汽速度从C_0加速至C_1,方向角α_1.

动叶:

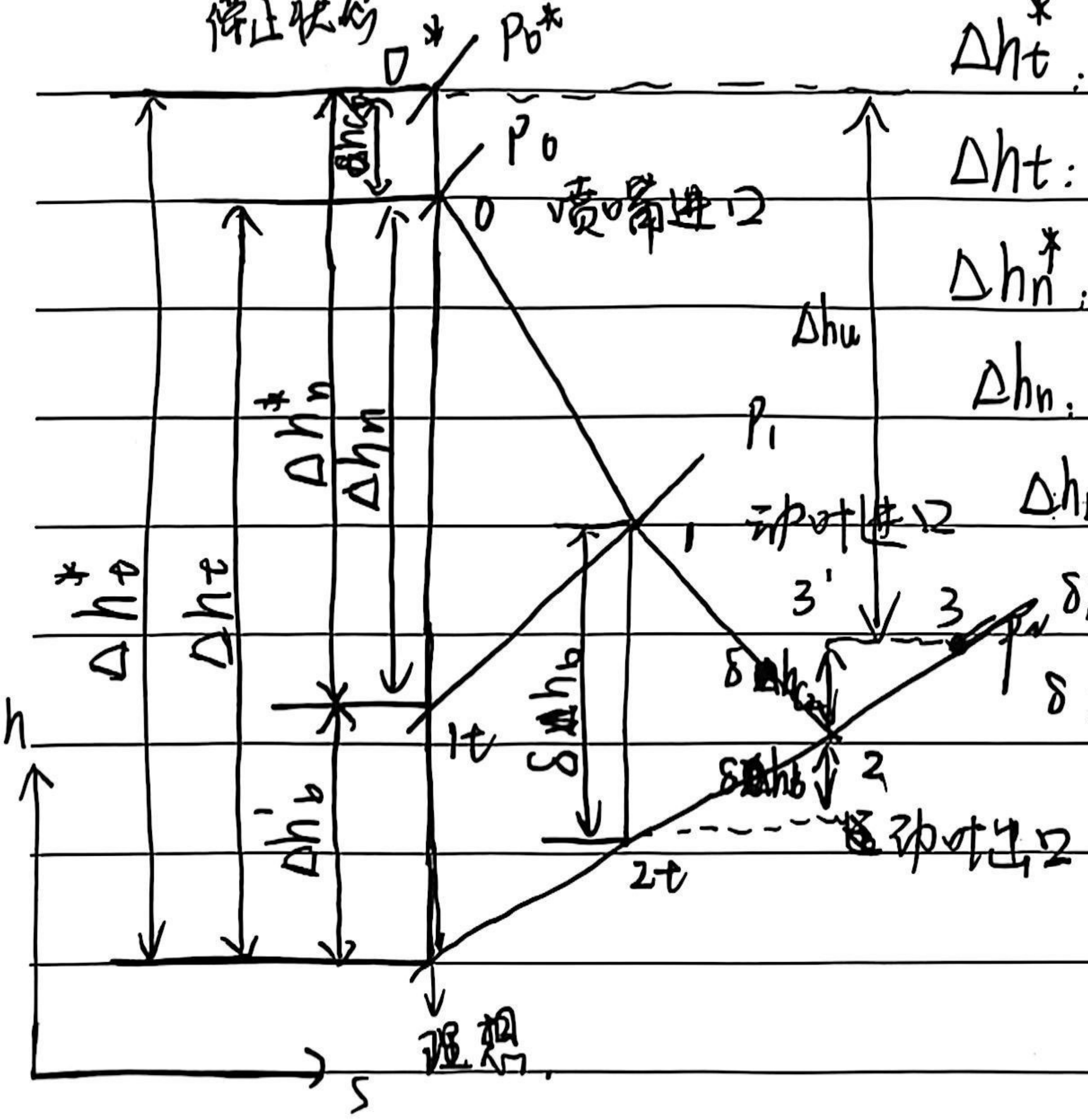
在动叶流道中，把蒸汽具有的动能和热能 → 机械能



① 静叶出口的高速蒸汽冲击动叶产生冲动力 F_i

② 动叶内蒸汽继续膨胀，产生一个反动力 F_r

热力过程线



Δh_t^*: 级滞止理想焓降

Δh_t: 级理想焓降

Δh_n^*: 喷嘴滞止理想焓降

Δh_n: 喷嘴理想焓降

Δh_b: 动叶理想焓降

$\delta\Delta h_{c0} = \frac{c_0^2}{2}$: 初速动能

$\delta\Delta h_b$: 动叶能量损失

$\delta\Delta h_{c2}$: 余速损失

Δh_u: 轮周有效焓降

$\Delta h_b' \neq \Delta h_b$，但在研究单级时可认为 $\Delta h_b' \approx \Delta h_b$

级的反动度：

反动度等于动叶的理想比焓降与级的滞止理想比焓降的比值：

$$\Omega = \frac{\Delta h_b}{\Delta h_t^*} \approx \frac{\Delta h_b}{\Delta h_n^* + \Delta h_b} \quad (\Delta h_b' \approx \Delta h_b).$$

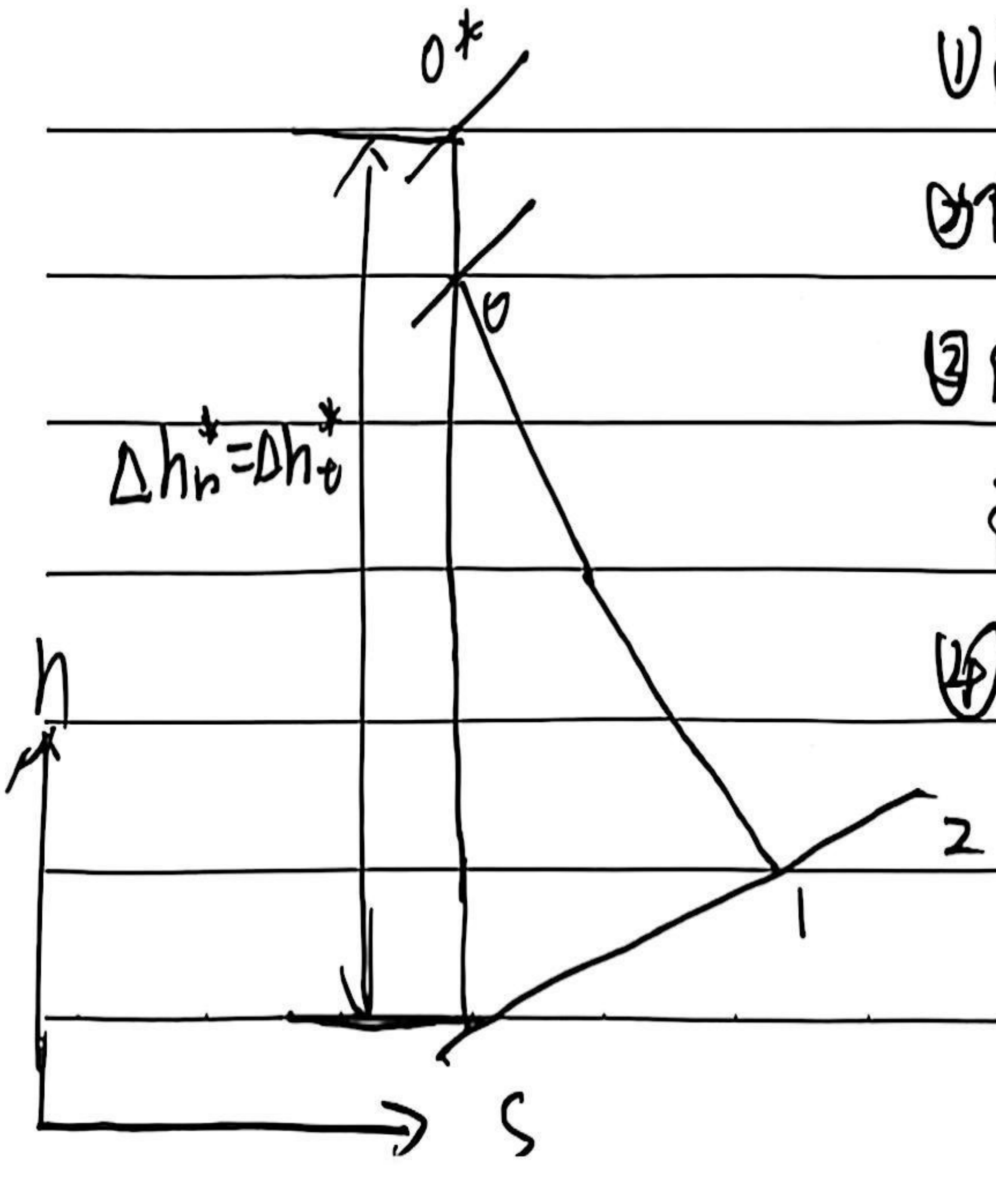
反动度是衡量蒸汽在动叶片内膨胀的程度.

反动度沿叶高逐渐增大.

级的分类

- 冲动级
  - 纯冲动级：$\Omega = 0$
  - 带反动度的冲动级：$\Omega = 0.05 \sim 0.20$
- 反动级：$\Omega = 0.5$.
- 复速级：由固定的喷嘴、导叶和安装在同一叶轮上的两列动叶组成的级称为复速级.

(1) 纯冲动级 ($\Omega = 0$).



①只在喷嘴中膨胀，动叶中只改变方

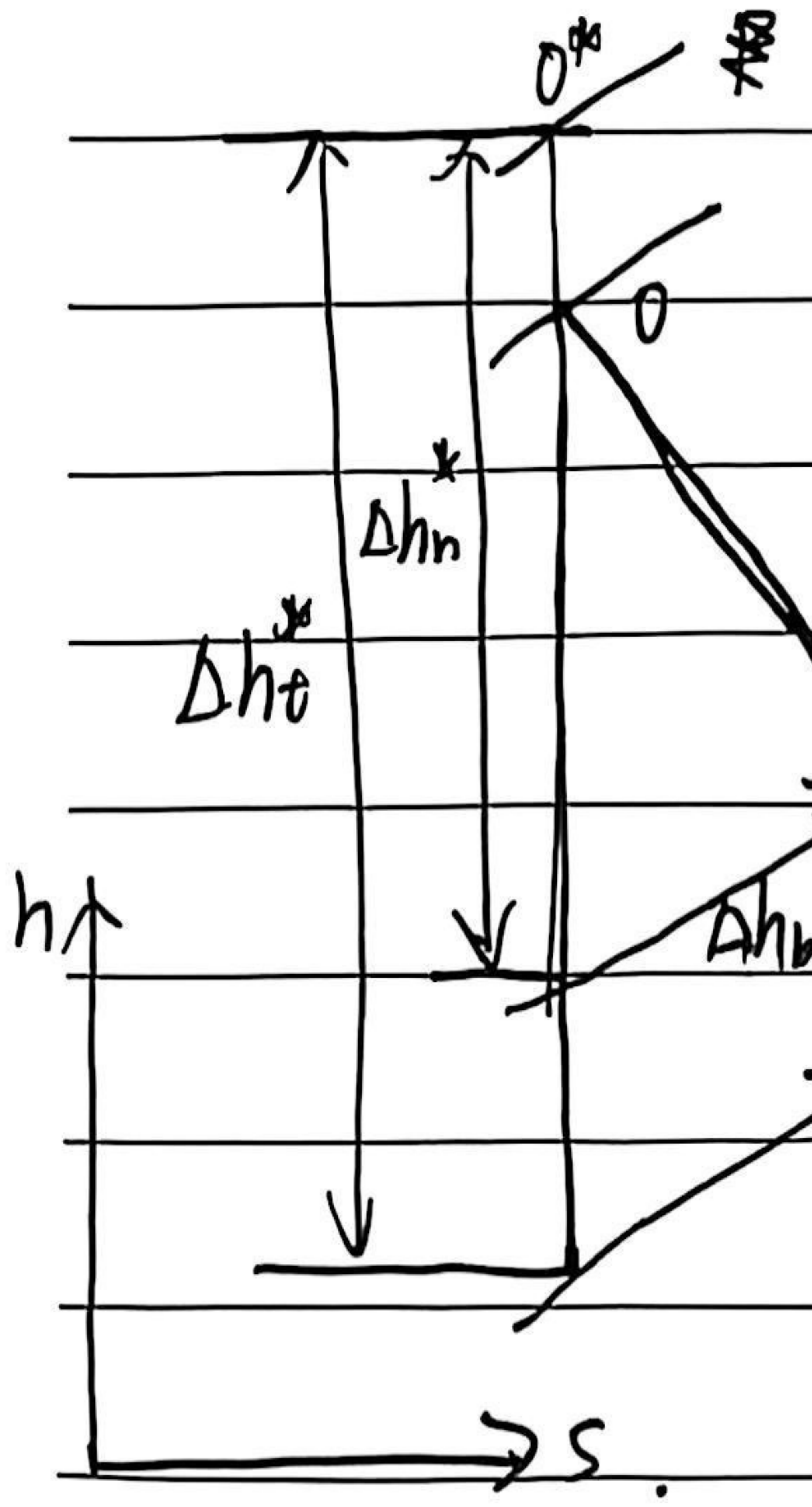
②作用力：只有冲动力，没有反动力.

③级的作功能力大，级所承担的滞止理想焓降大，效率低.

④喷嘴：渐缩喷嘴

动叶：近似对称弯曲，汽道横截面沿汽流方向不发生变化；

② 带反动度的冲动级 ($\Omega = 0.05 \sim 0.20$).



① 蒸汽主要在喷嘴中膨胀，小部分在动叶中膨胀.

② 作用力：主要是冲动力

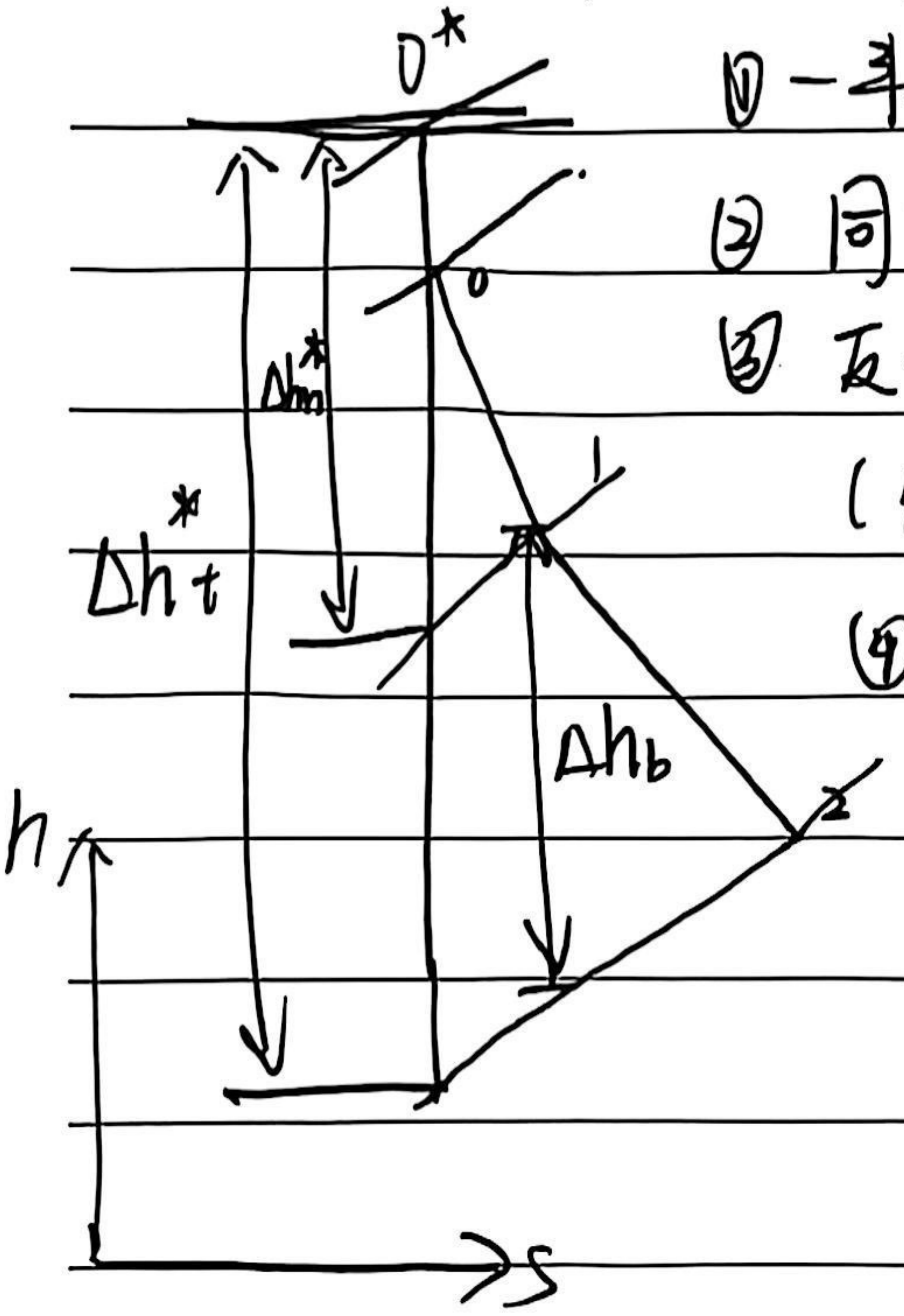
③ 作功能力大，级所承担的滞止理想焓降较大，效率有所提高.

④ 喷嘴：渐缩喷嘴.

动叶：汽道横截面沿汽流方向有所收缩.

实际的冲动级汽轮机都是带反动度的.

③ 反动级 ($\Omega = 0.5$)



① 一半在喷嘴中膨胀，一半在动叶中膨胀

② 同时存在冲动和反动力

③ 反动级效率高，级的作功能力较小

（级的滞止理想焓降较小）

④ 喷嘴和动叶均为收缩型，由于膨胀量相同，喷嘴和动叶的叶型基本相同.

④复速级（速度级）.

由喷嘴、导叶和两列动叶组成.

蒸汽在喷嘴膨胀后，进入第一列动叶作功，流出时速度还相当大，用~~第二列动叶~~一列导叶改变流动方向后进入第二列动叶作功.

①作功能力很大，但效率较低.

②常用于作中小汽轮机调节级.

③喷嘴采用缩放喷嘴.

④引入一定的反动度.

二、蒸汽在级内的流动过程.

假设：①常物性、稳定流动

②流动是一元的.（适用于叶片相对高度较短的叶栅）

③流动过程绝热，级内蒸汽与外界无热交换.

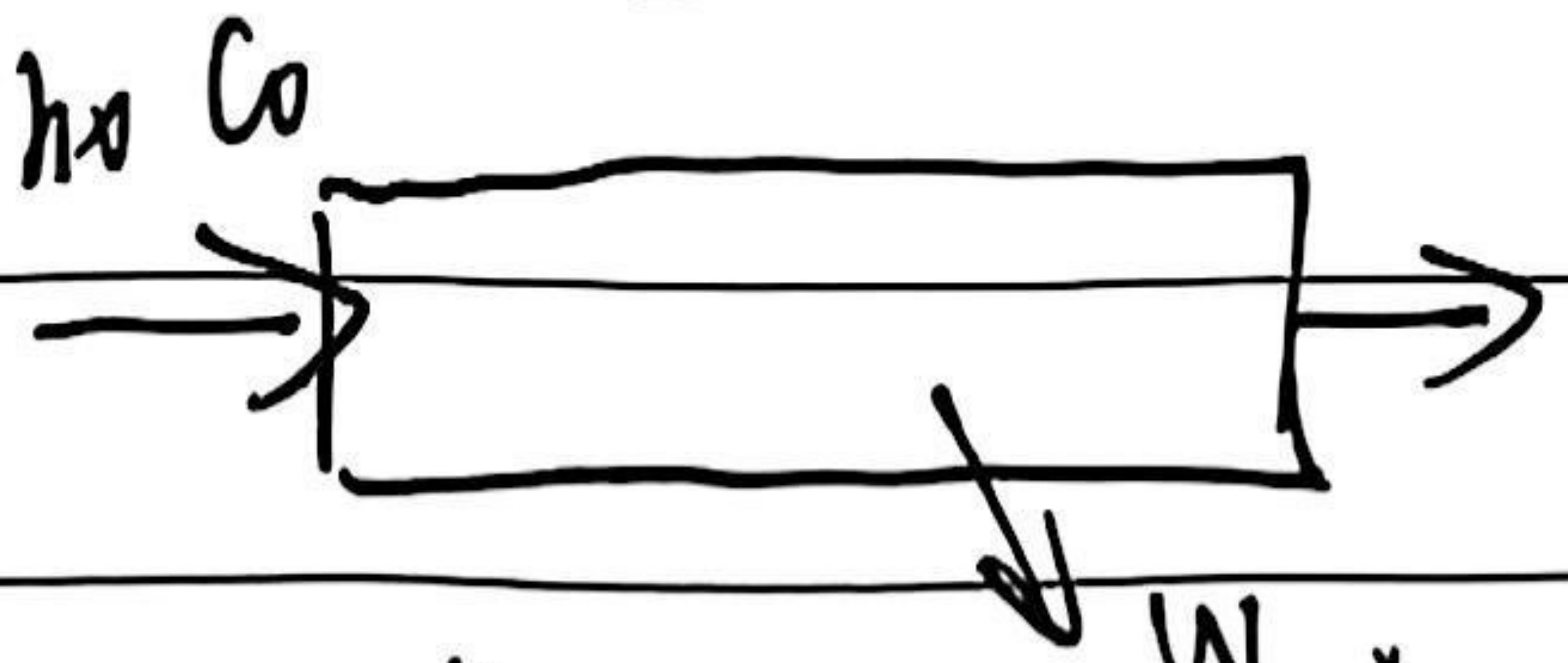
④考虑作用在流体上的力时忽略粘性力，但要考虑之前流动中因粘性力而造成的速度下降.

连续性方程：$G=\rho cA=C \Rightarrow \frac{dA}{A}+\frac{dc}{c}+\frac{d\rho}{\rho}=0$

动量方程（一元等熵）：$\frac{dp}{\rho}+cdc=0 = \frac{dp}{\rho}=-cdc$

（负号说明流速和压力相反变化）

能量方程：$h_0+\frac{c_0^2}{2}=h_1+\frac{c_1^2}{2}+w$



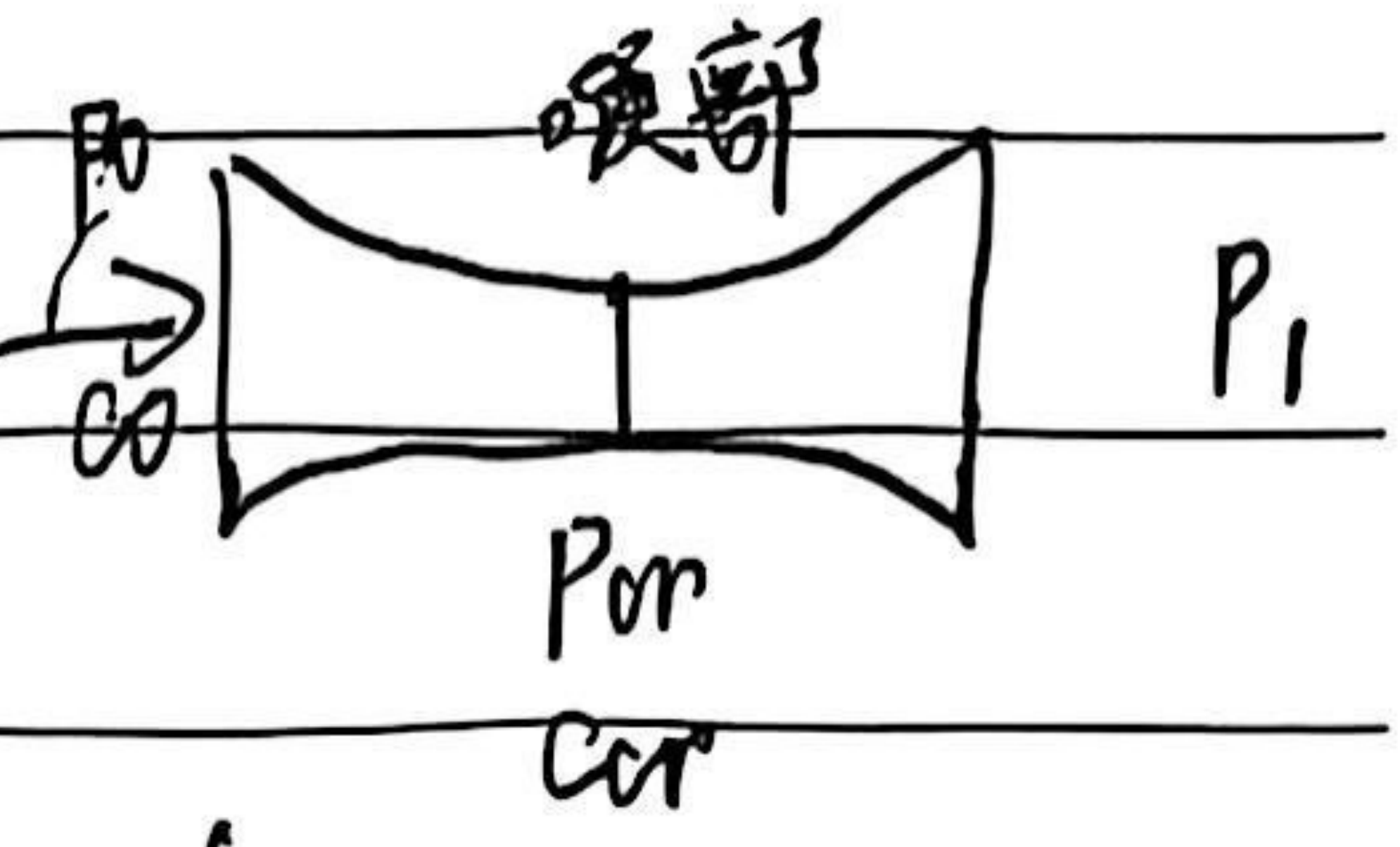
状态方程：$pv^k=\text{const}$

气动方程式：$a=\sqrt{\frac{dp}{d\rho}}=\sqrt{k\frac{p}{\rho}}=\sqrt{kRT}$

$$c_{cr} = \sqrt{k\frac{p_{cr}}{\rho_{cr}}} = \sqrt{\frac{2k}{k+1}\frac{p_0^*}{\rho_0^*}}$$

临界压力 p_{cr} 与滞止压力 p_0^* 之比，叫临界压比 ε_{cr}

$$\varepsilon_{cr} = \frac{p_{cr}}{p_0^*} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$$



临界压比 ε_{cr} 只与蒸汽绝热指数 k 相关.

对于过热蒸汽：$k=1.3$ $\varepsilon_{cr}=0.546$

饱和蒸汽：$k=1.135$ $\varepsilon_{cr}=0.577$

空气：$k=1.4$ $\varepsilon_{cr}=0.528$.

喷嘴形状：

$$\frac{dA}{A} = (Ma^2-1)\frac{dc}{c}.$$

- 渐缩喷嘴. $Ma<1$ $c\uparrow$, $A\downarrow$
- 渐扩喷嘴. $Ma>1$ $c\uparrow$, $A\uparrow$
- 缩放喷嘴.

要从亚音速→超音速，需满足：

① $\varepsilon_n < \varepsilon_{cr}$

② 缩放喷嘴(或出口部分带斜切的渐缩喷嘴).

喷嘴出口的理想速度，

由能量方程：$h_0 + \frac{c_0^2}{2} = h_{1t} + \frac{c_{1t}^2}{2}$

$$c_{1t} = \sqrt{2(h_0-h_{1t})+c_0^2}$$

$$= \sqrt{2\Delta h + c_0^2}$$

$$= \sqrt{2\Delta h_n^*}$$

扫描全能王
3亿人都在用的扫描App

同时：$c_{1t} = \sqrt{\frac{2k}{k-1}\frac{p_0^*}{\rho_0^*}[1-\varepsilon_n^{(k-1)/k}]}$.

（ε_n 为喷嘴前后压力比）.

喷嘴出口的实际速度.

因分子间相互作用存在内摩擦损失，外摩擦损失和涡流损失，消耗一部分动能.

使得汽流实际出口状态不是1t点而是1点.

$\varphi = \frac{c_1}{c_{1t}}$. —— 喷嘴速度系数.

$c_1 = \varphi c_{1t} = \varphi\sqrt{2\Delta h_n^*}$

喷嘴损失：δh_n

$$\delta h_n = \frac{c_{1t}^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} = (1-\varphi^2)\frac{c_{1t}^2}{2} = (1-\varphi^2)\Delta h_n^*$$

喷嘴损失系数：ξ_n

$$\xi_n = \frac{\delta h_n}{\Delta h_n^*} = 1-\varphi^2.$$

渐缩喷嘴取 $\varphi = 0.97$.

通过喷嘴的流量.

理想流量：

$$G_t = A_n c_{1t}\rho_{1t} = A_n\rho_{1t}\sqrt{\frac{2k}{k-1}\frac{p_0^*}{\rho_0^*}[1-(\frac{p_1}{p_0^*})^{\frac{k-1}{k}}]}$$

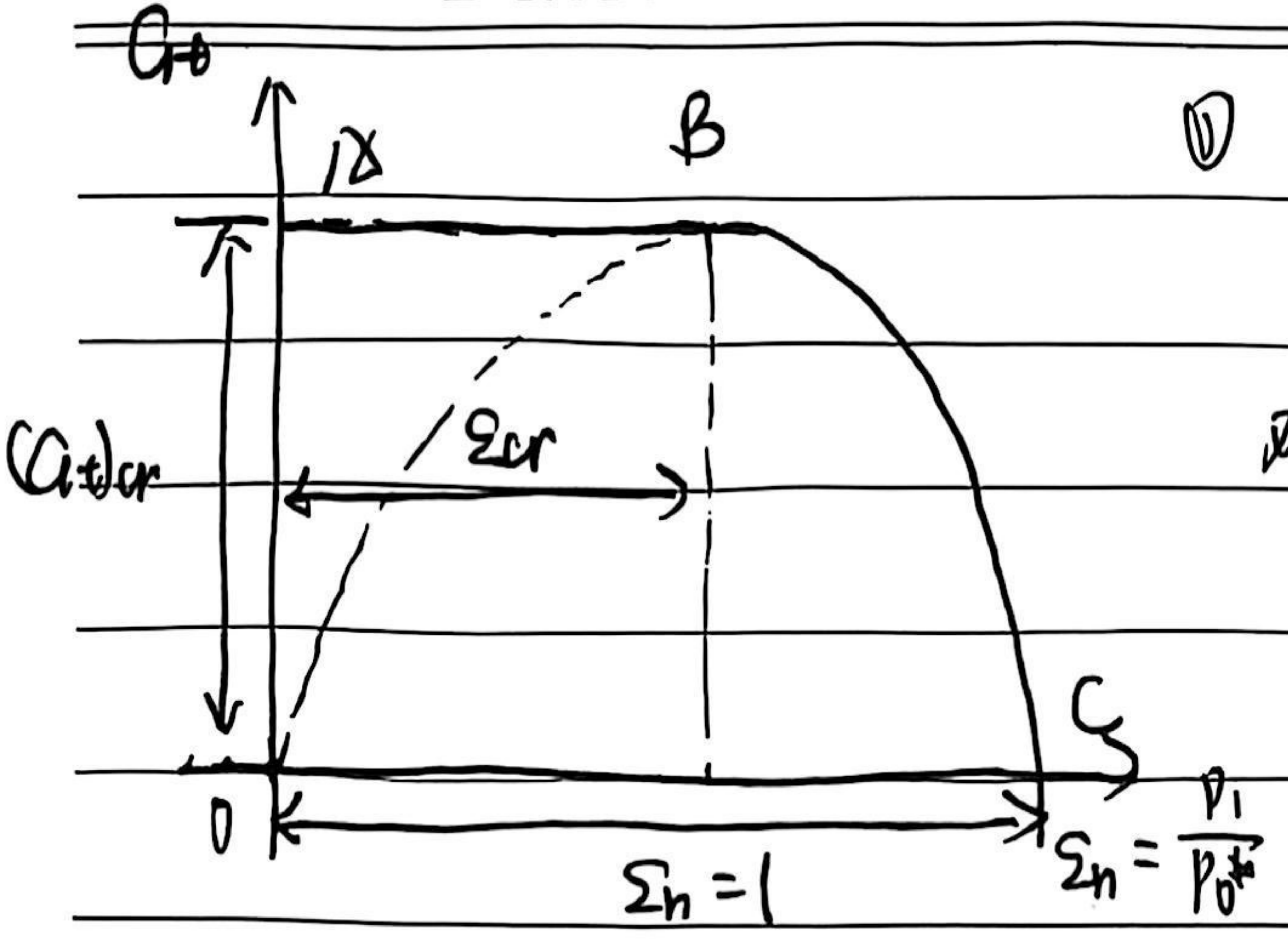
$$= A_n\sqrt{\frac{2k}{k-1}p_0^*\rho_0^*(\varepsilon_n^{\frac{2}{k}} - \varepsilon_n^{\frac{k+1}{k}})}$$

$(\varepsilon_n = \frac{p_1}{p_0^*})$.

要使 G_t 最大，需满足 $\frac{dG_t}{d\varepsilon_n} = 0$

此时 $\varepsilon_n = (\frac{2}{k+1})^{\frac{k}{k-1}} = \varepsilon_{cr}$.

实际曲线为ABC而非OBC.



① $\varepsilon_n=\varepsilon_{cr}$ 时 G_t 最大

$G_t=(G_t)_{cr}$.

对于过热蒸汽:

$(G_t)_{cr}=0.667A_n\sqrt{p_0^*\rho_0^*}$

对于饱和蒸汽:

$(G_t)_{cr}=0.625A_n\sqrt{p_0^*\rho_0^*}$

② $\varepsilon_n=1$ 即 $p_1=p_0^*$ 时，喷嘴前后压力相等，无汽流流动

③ $\varepsilon_n<\varepsilon_{cr}$ 时，流量将始终保持临界流量不变．因为 $\varepsilon_n=\varepsilon_{cr}$ 时出口已达声速，继续降低背压无法改变出口的临界状态.

实际流量.

$$G_n=A_n\rho_1c_1=A_n\rho_1\varphi c_t=\varphi\frac{\rho_1}{\rho_{1t}}G_t=\mu_nG_t.$$

$$\mu_n=\frac{G_n}{G_t}=\varphi\frac{\rho_1}{\rho_{1t}}=\varphi\frac{v_{1t}}{v_1}$$ — 喷嘴流量系数.

过热蒸汽: $\mu_n=0.97$

湿蒸汽: $\mu_n=1.02$ (实际流量大于理想流量)

⇓

过饱和现象 (详见PPT).

~~实际流~~

实际临界流量: $G_{cr}=0.648A_n\frac{p_0^*}{\sqrt{RT_0^*}}$

彭台门系数(流量比).

$$\beta=\frac{G}{G_{cr}}=\sqrt{\frac{\frac{2}{k-1}\left(\varepsilon_n^{\frac{2}{k}}-\varepsilon_n^{\frac{k+1}{k}}\right)}{\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}}.$$

喷嘴斜切部分的流动：

膨胀条件：

① $\varepsilon_n \geq \varepsilon_{cr}$. 喷嘴喉部截面AB上，$c_{AB} \leq c_{cr}$, $p_{AB} = p_1$.

斜切部分不膨胀，只起导流作用，$c \leq a$.

② $\varepsilon_n < \varepsilon_{cr}$ 时，$c_{AB} = c_{cr}$, $p_{AB} = p_{cr}$.

斜切部分，汽流从 p_{cr} 膨胀到背压 p_1.

汽流偏转角近似计算：

$$\sin(\alpha_1+\delta_1) \approx \frac{\rho_{cr} c_{cr}}{\rho_{1t} c_{1t}} \sin\alpha_1.$$ （贝尔公式）

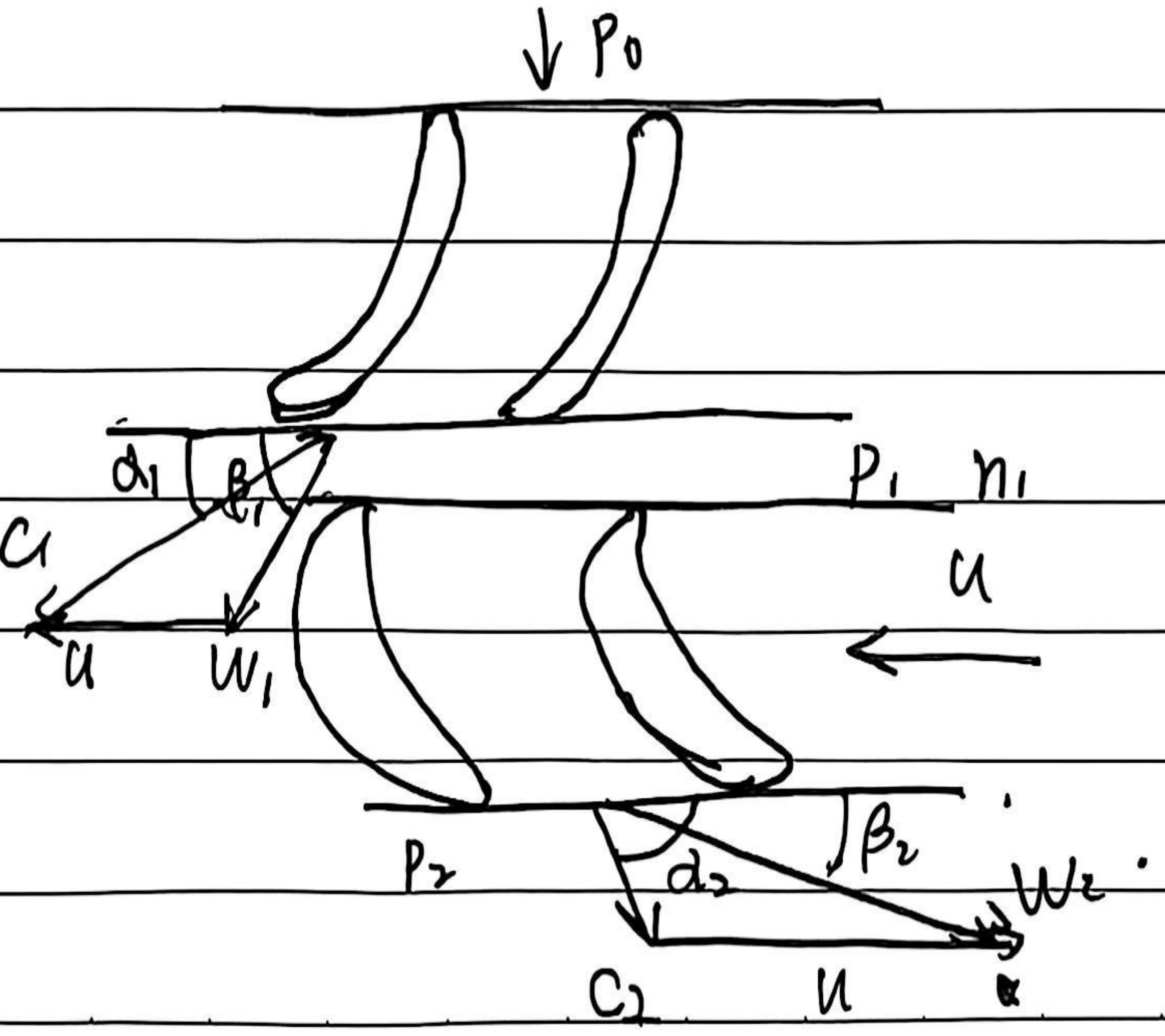
* 由等熵流动的过程方程：

$$\frac{\sin(\alpha_1+\delta_1)}{\sin\alpha_1} \approx \frac{\left(\frac{2}{k+1}\right)^{k-1}\sqrt{\frac{k-1}{k+1}}}{\varepsilon_n^{k}\sqrt{1-\varepsilon_n^{\frac{k-1}{k}}}}.$$

斜切部分极限压力的确定：

$$p_{1d} = \varepsilon_{cr}(\sin\alpha_1)^{\frac{2k}{k+1}} p_0^*.$$

蒸汽在动叶栅中的流动过程。



进口速度三角形：

$$\vec{c_1} = \vec{w_1} + \vec{u}$$

出口速度三角形：

$$\vec{c_2} = \vec{w_2} + \vec{u}$$

圆周速度：$u = \frac{\pi d_m n}{60}$.

NO Date: . .

c_1 - 喷嘴出口速度(动叶绝对进口速度).

w_1 - 动叶进口的相对速度:

$$w_1 = \sqrt{c_1^2+u^2-2uc_1\cos\alpha_1}$$

$$\beta_1 = \arcsin \frac{c_1\sin\alpha_1}{w_1}.$$

w_2 - 动叶出口的相对速度.

c_2 - 动叶出口绝对速度:

$$c_2 = \sqrt{w_2^2+u^2-2uw_2\cos\beta_2}$$

$$\alpha_2 = \arcsin\frac{w_2\sin\beta_2}{c_2}.$$

出口理想速度.

$w_{2t} = \sqrt{2\Delta h_b+w_1^2} = \sqrt{2\Delta h_b^*} = \sqrt{2\Omega\Delta h_t^*+w_1^2}$.

速度系数: $\psi = \frac{w_2}{w_{2t}}$.

出口实际速度: $w_2 = \psi w_{2t} = \psi\sqrt{2\Delta h_b^*}$

能量损失: $\delta h_b = \frac{w_{2t}^2}{2} - \frac{w_2^2}{2} = (1-\psi^2)\Delta h_b^*$

能量损失系数: $\zeta_b = \frac{\delta h_b}{\Delta h_b^*} = 1-\psi^2$.

纯冲动级: 不对称. $\Omega=0$ $w_{2t}=w_1$

$w_2=\psi w_1$

$w_2<w_1$.

反动级: 对称. $\Omega=0.5$. $\varphi=\psi$ $c_1=w_2$

$c_2=w_1$

$\alpha_1=\beta_2$

$w_1<w_2$ $\alpha_2=\beta_1$

轮周功率：

汽流在周向和轴向上的动量方程分别为：

$$\delta t F_u' = \delta m(-w_{2u} - w_{1u})$$

$$= \delta m(-w_2\cos\beta_2 - w_1\cos\beta_1)$$

$$[F_z' + A_z(p_1 - p_2)]\delta t = \delta m(w_{2z} - w_{1z})$$

$$= \delta m(w_2\sin\beta_2 - w_1\sin\beta_1)$$

令单位时间内通过叶栅的质量流量 $G = \frac{\delta m}{\delta t}$

周向作用力 F_u：

$$F_u = G(w_1\cos\beta_1 + w_2\cos\beta_2)$$

$$= G(c_1\cos\alpha_1 + c_2\cos\alpha_2)$$

轴向作用力 F_z：

$$F_z = G(w_1\sin\beta_1 - w_2\sin\beta_2) + A_z(p_1 - p_2)$$

$$= G(c_1\sin\alpha_1 - c_2\sin\alpha_2) + A_z(p_1 - p_2)$$ 、

合力 F_b：

$$F_b = \sqrt{F_u^2 + F_z^2}.$$

轮周功率 P_u：单位时间内蒸汽对动叶片所作有效功。

$$P_u = F_u \cdot u = Gu(c_1\cos\alpha_1 + c_2\cos\alpha_2)$$

$$= Gu(w_1\cos\beta_1 + w_2\cos\beta_2).$$

级的作功能力 P_{u1}，单位质量蒸汽产生的轮周功。

$$P_{u1} = u(c_1\cos\alpha_1 + c_2\cos\alpha_2)$$

$$= u(w_1\cos\beta_1 + w_2\cos\beta_2)$$

同时：$P_u = \frac{G}{2}[(c_1^2 - c_2^2) + (w_2^2 - w_1^2)]$

$P_{u1} = \frac{1}{2}[(c_1^2 - c_2^2) + (w_2^2 - w_1^2)]$ 。$= \Delta h_u$.

NO Date: . .

三、轮周效率

$$\eta_u = \frac{P_{u1}}{E_0} = \frac{\text{1kg蒸汽在该级的轮周功}}{\text{蒸汽在该级具有的理想能量}}.$$

$$E_0 = \mu_0\frac{c_0^2}{2} + \Delta h_t - \mu_1\delta h_{c2}.$$

$$= \Delta h_t^* - \mu_1\delta h_{c2}.$$

$$= \frac{c_a^2}{2} - \mu_1\frac{c_2^2}{2}.$$

$$\Rightarrow \eta_u = \frac{2u(c_1\cos\alpha_1 + c_2\cos\alpha_2)}{c_a^2 - \mu_1 c_2^2}.$$

写成能量平衡方程的形式.

$$\eta_u = \frac{\Delta h_t^* - \delta h_n - \delta h_b - \delta h_{c2}}{E_0} = 1 - \zeta_n - \zeta_b - (1-\mu_1)\zeta_{c2}$$

（ζ_n, ζ_b, ζ_{c2} 分别为喷嘴动叶.余速能量损失系数）.

选定喷嘴与动叶的叶型后，φ和ψ值基本上确定，则余速能量损失系数ζ_{c2}成为影响轮周效率的主要因素

只要u/c_1合理，就能达到轴向排汽的目的，此时c_2轴向，数值上最小，即余速损失最小，令损失系数ζ_{c2}小

引入到速度比：$x_1 = \frac{u}{c_1} = \frac{\text{级的圆周速度}}{\text{喷嘴出口速度}}$

而级速度比：$x_a = \frac{u}{c_a} = \frac{\text{级的圆周速度}}{\text{级的[illegible]喷嘴出口理想速度}}$

$$x_a = \frac{u}{\sqrt{2\Delta h_t^*}} = \frac{u\varphi\sqrt{1-\Omega}}{\varphi\sqrt{1-\Omega}\cdot\sqrt{2\Delta h_t^*}} = \frac{u\varphi\sqrt{1-\Omega}}{c_1} = x_1\varphi\sqrt{1-\Omega}$$

最佳速度比：

① 纯冲动级 $(\Omega = 0)$，$\mu_0 = \mu_1 = 0$.

$\Delta h_b = 0$，$E_0 = \Delta h_t = \Delta h_n$．$C_a = C_{1t}$，$w_1 = w_{2t}$

$$\eta_u = \frac{2u(c_1\cos\alpha_1 + c_2\cos\alpha_2)}{C_{1t}^2}$$

$$= 2\varphi^2 x_1(\cos\alpha_1 - x_1)\left(1 + \psi\frac{\cos\beta_2}{\cos\beta_1}\right)$$

① φ 和 ψ 越高，η_u 越高

② 减小 α_1 可以提高 η_u，但 α_1 过小，φ↓，η_u↓，一般 $\alpha_1 = 12° \sim 15°$

③ 减小 β_2 可以提高 η_u，但 β_2 过小，ψ↓，φ↓，一般 $\beta_2 = \beta_1 - (3 \sim 5°)$.

④ 通常 β_1 选择应使汽流进入动叶时不发生碰撞，使速度系数较高.

⑤ x_1 对 η_u 的影响是抛物线变化，影响效果最显著.

最佳速度比 $(x_1)_{op} = \frac{\cos\alpha_1}{2}$，$(x_a)_{op} = \frac{\varphi\cos\alpha_1}{2}$.

$\eta_u = 1 - \xi_n - \xi_b - \xi_{c2}$

余速利用：① 提高级的轮周效率

② 使 x_a 在较大范围内对轮周效率的影响显著减弱

③ 使最佳速比的值增大.

② 冲动级 $(0 < \Omega < 0.5)$ 考虑抓主级 $\mu_0 = \mu_1 = 0$.

$C_{1t}^2 = (1-\Omega)C_a^2$ $C_{1t} = \sqrt{1-\Omega}\cdot C_a$

$$\eta_u = \frac{2u(c_1\cos\alpha_1 + c_2\cos\alpha_2)}{C_a^2}$$

反动度不为0时，

$$\eta_u = 2x_a(\varphi\cos\alpha_1\sqrt{1-\Omega_m} + \psi\Psi\cos\beta_2 - x_a).$$

扫描全能王 3亿人都在用的扫描App

$\alpha_2 = 90^\circ$ 时为最佳速比

$$(x_a)_{op} = \frac{-B+\sqrt{B^2-4AC}}{2A}$$

C $A = 1-\psi^2\cos^2\beta_2$，$B = 2\varphi\psi^2\cos^2\beta_2\cos\alpha_1\sqrt{1-\Omega_m}$.

$C = \varphi^2\psi^2\cos^2\beta_2(1-\Omega_m)+\Omega_m\psi^2\cos^2\beta_2)$.

一般取 $\Omega_m = 0.05 \sim 0.20$

$(x_a)_{opt} = 0.48 \sim 0.52$.

③ 反动级 $(\Omega = 0.5)$、$\alpha_1 = \beta_1$ ~~$\alpha_2=\beta_2$~~ $w_2 = c_1$ $w_1 = c_2$

$\varphi = \psi$

考虑余速全部被利用时，$\mu_1 = 1$.

$$\eta_u = \frac{1}{\frac{\frac{1}{\varphi^2}-1}{(2\cos\alpha_1-x_1)x_1}+\frac{1}{2}}.$$

$(x_1)_{op} = \cos\alpha_1$ 时 η_u 最大.

$(x_a)_{op} = \varphi\sqrt{1-\Omega_m}\,x_1 = \varphi\sqrt{\tfrac{1}{2}}\,x_1 = \frac{\varphi}{\sqrt{2}}\cos\alpha_1$.

①反动级的最佳速比是冲动级的两倍.

②在相同的初终参数和圆周速度下，反动式汽轮机级数比冲动式要多.

③反动级轮周效率与速比的变化曲线.在最佳速比附近变化平坦.在一定范围内偏离最佳值时，不会导致效率明显下降，适用工况变化较频繁机组.

④复速级.

$$\eta_u = 8\varphi^2 x_1(\cos\alpha_1 - x_1)$$

$(x_1)_{op} = \frac{1}{4}\cos\alpha_1$

$(x_a)_{op} = \frac{\varphi}{4}\cos\alpha_1$.

四、叶栅几何尺寸的确定.

由相同叶片构成汽流通道的组合体称为叶栅.

叶栅
- 环列叶栅（汽轮机采用环列叶栅）
- 直列叶栅（当径高比较大（$\frac{d_m}{l} > 10$）时 视作直列叶栅）

- 相对节距：$\bar{t} = t/b$
- 相对高度：$\bar{l} = l/b$
- 相对长度（径高比）：$\theta = d/l$.

叶栅类型：

按Ma
- 亚声速叶栅：$Ma < 0.8$
- 跨声速叶栅：$0.8 \leq Ma \leq 1.4$
- 超声速叶栅：$Ma > 1.4$.

叶片
- 等截面叶片（直叶片） $\theta = \frac{d_b}{l_b} > 8\sim10$.
- 变截面叶片（扭叶片） $\theta = \frac{d_b}{l_b} < 8\sim10$.

喷嘴叶型
- $\varepsilon_n = \frac{p_1}{p_0^*} \geq \varepsilon_{cr} = 0.546$ $Ma < 1$ 渐缩…如HQ-2，TC-1
- $\varepsilon_n < \varepsilon_{cr}$
  - $\varepsilon_n = 0.3\sim0.5$ $1 < Ma < 1.4$ 渐缩+斜切
  - $\varepsilon_n < 0.3$ $Ma > 1.5$ 缩放：如TC-2R

动叶叶型
- $\varepsilon_b = \frac{p_2}{p_1^*} \geq \varepsilon_{cr}$.
- 与喷嘴叶型匹配，如HQ-1，TP-0A.

汽流出口角α_1和β_2的选择。

α_1，β_2的大小影响级的通流能力，做功能力及级效率。

冲动级：一般高压级选小些，$\alpha_1 = 11\sim14°$。

中低压级选大些，$\alpha_1 = 13\sim17°$

动叶出口角，$\beta_2 = \beta_1 - (3\sim5)°$。

反动级：$\alpha_1 = 14\sim20°$。

叶片个数和高度宽度的确定。

叶片数：由叶型定相对节距$\bar{t} = \frac{t}{b}$，先定级的平均直径d_m，弦长b → 节距t，→ $z = \frac{\pi d_m}{t}$，取整

高度：先进行强度核算，尽量选用窄叶片，特别是叶片高度较小时，可增大相对高度，有利于减少端部损失。

宽度：进行强度校算，选定某一档宽度。

反动度的选择。

①根部反动度较大

②根部反动度很小或为负值

③适当的根部反动度（一般取$\Omega_r = 0.03\sim0.05$）。

① 根部进口压力明显大于出口压力，喷嘴一部分汽流与漏汽一起通过叶轮平衡孔流到级后，减少动叶中做功蒸汽量

② 根部进口压力略大于或低于出口压力，可能不做功且扰乱主汽流，增大损失。

喷嘴叶栅尺寸的确定，

①渐缩喷嘴 ($\varepsilon_n > 0.3$)，

⑴ 亚临界流动，($\varepsilon_n > \varepsilon_{cr}$)，

由连续方程：$A_n = \frac{G_n}{\mu_n \rho_{1t} c_{1t}}$。

有z_n个喷嘴叶片组成的实际通道出口面积：

$$A_n = z_n l_n t_n \sin\alpha_1,$$

喷嘴叶高，$l_n = \frac{A_n}{z_n t_n \sin\alpha_1} = \frac{G_n}{\mu_n z_n t_n \rho_{1t} c_{1t} \sin\alpha_1}$，

* 定义部分进汽度e，

$$e = \frac{z_n t_n}{\pi d_m} = \frac{\text{工作喷嘴所占弧长度}}{\text{整个圆周长度}}.$$

引入e：

$$\begin{cases} A_n = e\pi d_m l_n \sin\alpha_1 \\ l_n = \frac{G_n}{\mu_n e\pi d_m \rho_{1t} c_{1t} \sin\alpha_1}. \end{cases}$$

⑵ 超临界流动，($0.3 < \varepsilon_n < \varepsilon_{cr}$)

喷嘴喉部截面积：

$$(A_n)_{cr} = \frac{G_n}{0.648\sqrt{p_0^* \rho_0^*}}$$

相应的喷嘴喉部高度，

$$(l_n)_{cr} = \frac{A_n}{e\pi d_m \sin\alpha_1}.$$

斜切部分的偏转角δ_1：

$$\sin(\alpha_1 + \delta_1) = \frac{\rho_{cr} \cdot c_{cr}}{\rho_{1t} \cdot c_{1t}} \sin\alpha_1,$$

②缩放喷嘴 ($\varepsilon_n < 0.3$)。

喷嘴喉部截面积：

$$(A_n)_{cr} = \frac{G_n}{0.648\sqrt{p_0^* \rho_0^*}} = z_n (l_n)_{cr} a_{min},$$

相应的喷嘴喉部高度：

$$(l_n)_{cr} = \frac{A_n}{e\pi d_m \sin\alpha_1}.$$

喷嘴出口截面积：

$$A_n = z_n l_n t_n \sin\alpha = e\pi d_m l_n \sin\alpha_1.$$

扩张角：$\gamma = 6 \sim 12°$.

扩张部分长度：$L = \dfrac{a_n - a_{min}}{2tg\frac{\gamma}{2}}$.

动叶栅尺寸的确定.

动叶出口面积：

~~$A_b = \frac{G_b}{\mu_b \pi d_b \sin\beta_2} = \frac{G_b}{}$~~

$$A_b = \frac{G_b}{\mu_b \rho_{2t} w_{2t}} = e\pi d_b l_b \sin\beta_2.$$

动叶叶片出口高度：

$$l_b = \frac{A_b}{e\pi d_b \sin\beta_2} = \frac{G_b}{\mu_b e\pi d_b \rho_{2t} w_{2t} \sin\beta_2}$$

动叶进口高度：

$$l_b' = l_n + \Delta.$$

（部分进汽度e与喷嘴相同）.

*盖度：动叶进口高度与喷嘴出口高度之差

$$l_b' = l_n + \underbrace{\Delta}_{\text{盖度}} = l_n + \underbrace{\Delta_t}_{\text{顶部盖度}} + \underbrace{\Delta_r}_{\text{根部盖度}}.$$

{盖度过大：产生停滞区，产生旋涡流，造成损失.
盖度过小：产生叶顶漏汽.

其他结构因素的确定.

① 动、静叶栅面积比、

$$f=\frac{A_b}{A_n}=\frac{c_1\rho_1}{\omega_3\rho_1},$$

$$=\frac{[1+\Omega_m(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}}-1)]^{k-1}+(1-\psi^2)}{\frac{\psi}{\varphi}\sqrt{\varphi^2+\frac{2\psi^2}{F\Omega_m}-\frac{2\varphi x_n\cos\beta_1}{\sqrt{1-\Omega_m}}+\frac{\Omega_m}{1-\Omega_m}}}$$

② 级内间隙.

③ 平衡孔、

④ 拉筋（拉金）、围带.

五、叶栅的气动特性及叶栅损失.

叶栅的气动特性：流型、升力、能量损失、

叶~~栅~~型损失：

① 边界层摩擦损失、
- 叶型
- 表面光洁度.
- 叶型表面压力分布.

② 边界层脱离引起的涡流损失、

③ 出口处的尾迹损失.

④ 冲波损失.

超声速汽流产生冲波，引起附面层加厚而发生分离.

端部损失：

① 端部的边界层摩擦损失

② 二次流损失，指横向流动.

叶栅损失、

一般认为 $l_n \not< 15$mm，否则端面损失占整个叶型损失比重就大，速度系数 ψ 就低.

扫描全能王
3亿人都在用的扫描App

影响叶型损失的因素：

①相对节距影响：

$(\bar{t})_{opt}$
- $\bar{t}$小，边界层占整个流道比重大，叶栅损失大
- $\bar{t}$大，边界层占比小，但扩压段增加，边界层易脱离，叶栅损失大。

②安装角影响。

α_s影响：改变流道形状 ⇒ 改变叶型压力分布，影响叶栅损失。

③进流角和冲角的影响：

定义：冲角＝叶型进口角－汽流进口角。

喷嘴：$\theta = \alpha_{0g} - \alpha_0$

动叶：$\theta = \beta_{1g} - \beta_1$.

<1>冲角＝0时，叶栅损失最小。

<2>正冲角的叶栅损失大于负冲角。

④马赫数的影响

当$Ma<1$时，Ma↑，边界层↓。

当$Ma>1$时，冲波损失↑。

⑤雷诺数的影响。

Re↑ 叶型损失系数↓。

Re增大到一定数值时，叶型损失系数基本不变，称为自模化流动雷诺数。

⑥叶型几何参数的影响。

影响端部损失的因素.

①相对叶高.

②叶栅形式

③汽流进口角

④相对节距

⑤马赫数

⑥盖度.

环形叶栅的特性.

流动特性.

损失特性. $\zeta_\theta = 0.7\left(\frac{l_b}{d_b}\right)^2 = 0.7\left(\frac{1}{\theta}\right)^2$.

$\delta h_\theta = \zeta_\theta E_0$.

减少叶栅损失的方法

①采用后加载叶型.

②采用弯扭叶片.

③采用子午面型线喷嘴

④降低叶片表面粗糙度.

⑤减少端部二次流.

六. 级内损失和级效率.

级内损失

①流动损失

<1>喷嘴损失 $\delta h_n = \frac{c_{1t}^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} = (1-\varphi^2)\Delta h_n^*$

<2>动叶损失: $\delta h_b = \frac{w_{2t}^2}{2} - \frac{w_2^2}{2} = (1-\psi^2)\Delta h_b^*$

<3>叶高损失: $\delta h_l = \frac{a}{l}\Delta h_u$.

式中: a~系数, 单列级: $a=1.2$ 不包扇形损失

$a=1.6$ 包括扇形~

复速级: $a=2$.

l~叶高.

Δh_u 轮周有效焓降: $\Delta h_u = \Delta h_t^* - \delta h_n - \delta h_b - \delta h_{c2}$

<4>扇形损失: δh_θ.

能量损失系数: $\zeta_\theta = 0.7\left(\frac{l_b}{d_b}\right)^2 = 0.7\left(\frac{1}{\theta}\right)^2$

$\delta h_\theta = E_0 \cdot \zeta_\theta$

式中: l_b — 动叶高度

d_b — 动叶平均直径.

E_0 — 级理想能量.

<5>余速损失: $\delta h_{c2} = \frac{c_2^2}{2}$

②叶轮摩擦损失 δh_f.

斯托多拉经验公式:

$$\Delta P_f = K_1 \left(\frac{u}{100}\right)^3 d_m^2 \cdot \frac{1}{v}.$$

式中: ΔP_f — 叶轮摩擦损失所消耗功率,

K_1 — 经验系数 1.0~1.3.

u — 圆周速度.

d_m — 级的平均直径,

v — 汽室中蒸汽的平均比体积

能量损失：$\delta h_f = \frac{\Delta P_f}{G}$.

损失系数：$\xi_f = \frac{\delta h_f}{E_0}$.

③部分进汽损失.

〈1〉鼓风损失：$e<1$时，只有当动叶通过工作喷嘴弧段时，才有工作蒸汽通过作功。当动叶通过无工作喷嘴弧段时，不但没有工作蒸汽作功，反而像鼓风机、风扇一样，与充满的停滞蒸汽摩擦产生损失.

表达1：鼓风损失系数：$\xi_w = B_e \frac{1}{e}\left(1-e-\frac{e_c}{2}\right) x_a^3$.

式中：e_c－装有护套部分相对弧长

e－部分进汽度.

B_e－系数　$B_e = 0.15$ 单列级

$B_e = 0.55$ 复速级.

鼓风能量损失：$\delta h_w = E_0 \cdot \xi_w$.

表达2：$\Delta P_w = k_2 (1-e)\, d l^{1.5} \left(\frac{u}{100}\right)^3 \cdot \frac{1}{v}$

鼓风能量损失：$\delta h_w = \frac{\Delta P_w}{G}$.

鼓风损失系数：$\xi_w = \frac{\delta h_w}{E_0}$.

*摩擦鼓风损失：将摩擦损失和鼓风损失写到同一公式中.

$$\Delta P_{f,w} = k_3 \left[A d^2 + B(1-e-0.5e_c)\, d l^{1.5}\right] \left(\frac{u}{100}\right)^2 \frac{1}{v}$$

$$\delta h_{f,w} = \frac{\Delta P_{f,w}}{G}.$$

〈2〉斥汽损失：由于动叶经过不装工作喷嘴弧段时，流道内已充满停滞的蒸汽。当动叶进入工作喷嘴弧段时，喷嘴喷出的高速汽流要排斥并加速停滞蒸汽 [illegible]

斥汽能量损失：$\delta h_s = 0.11 \frac{B_b l_b}{A_n} x_a \eta_u m \Delta h_t^*$

能量损失系数：$\zeta_s = \frac{\delta h_s}{E_0}$.

式中，B_b－动叶宽度，

l_b－动叶高度

A_n－喷嘴出口面积，

x_a－级的速度比，

m－喷嘴进出口弧段端部对数，

若为全周进汽则 $m=0$．斥汽损失=0

(3) 总的部分进汽损失：

$\zeta_e = \zeta_w + \zeta_\theta$

$\delta h_e = \zeta_e \cdot E_0$

④ 漏汽损失：由于隔板与转子之间的间隙和隔板前后的压力差，一部分蒸汽通过隔板汽封漏到隔板与叶轮的间隙中。

(1) 隔板漏汽损失：

隔板的漏汽量 $\Delta G_p = \frac{\mu_p A_p c_{1p}}{v_{1t}} = \mu_p A_p \frac{\sqrt{2\Delta h_t^*}}{v_{1t}\sqrt{z_p}}$.

式中：z_p－汽封齿数

μ_p－汽封流量系数

A_p－汽封间隙面积，$A_p = \pi d_p \delta_p$

v_{1t}－喷嘴出口处比容．

隔板漏汽能量损失：$\delta h_p = \frac{\Delta G_p}{G} \Delta h_i'$

式中，$\Delta h_i'$－不包漏汽损失时级的有效焓降

$\Delta h_i' = \Delta h_t^* - \delta h_n - \delta h_b - \delta h_l - \delta h_\theta - \delta h_e - \delta h_{c2}$，

⑵ 动叶顶部的漏汽损失.

动叶顶部漏汽量 — $\Delta G_t = \frac{\mu_t A_t c_t}{v_{2t}} = \frac{e\mu_t\pi(d_b+l_b)\delta_t\sqrt{2\Omega_t\Delta h_t^*}}{v_{2t}}$.

式中: μ_t — 动叶顶部间隙的流量系数,

Ω_t — 动叶顶部反动度.

δ_t — 动叶顶部的当量间隙

$$\delta_t = \frac{\delta_z}{\sqrt{1+8(\frac{\delta_z}{\delta_r})^2}}$$

叶顶漏汽能量损失: $\delta h_t = \frac{\Delta G_t}{G}\Delta h_i'$

⑶ 总的漏汽损失. $\delta h_\delta = \delta h_p + \delta h_t$.

漏汽能量损失系数: $\xi_\delta = \frac{\delta h_\delta}{E_0}$.

⑷ 反动级漏汽量要比冲动级大.

1. 内径汽封直径比隔板汽封直径大, 使内径处漏汽量

2. 动叶前后压差较大, 使叶顶漏汽量大.

⑥ 湿汽损失: 过饱和损失.

摩擦阻力损失

制动损失

扰流损失

工质损失

湿汽能量损失: $\delta h_x = (1-x_m)\Delta h_i'$

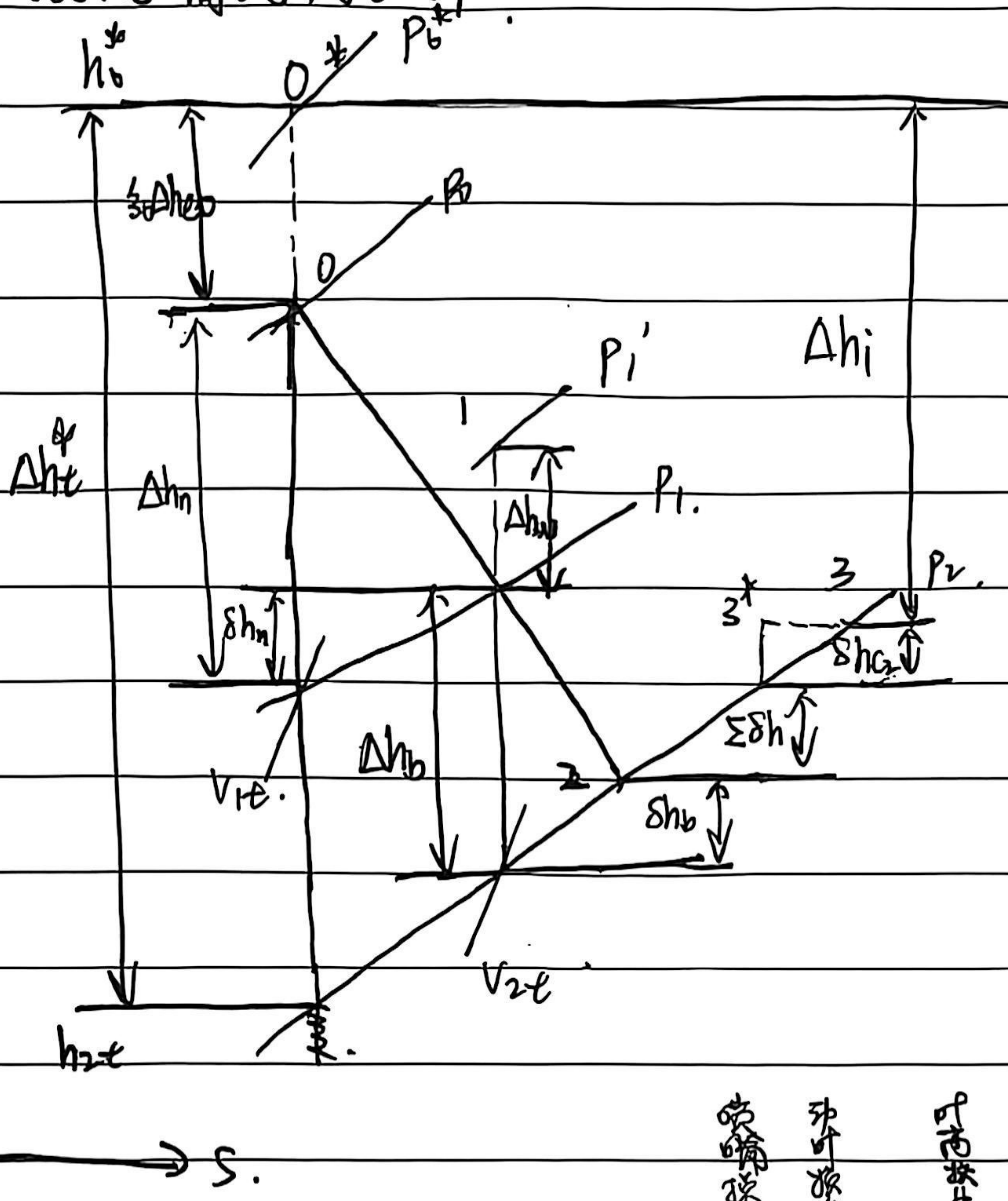
能量损失系数: $\xi_x = \frac{\delta h_x}{E_0}$.

式中: x_m — 级内平均干度. $x_m = \frac{x_0+x_2}{2}$,

x_0, x_2 — 级进、出口干度.

$\Delta h_i'$ — 未考虑湿汽损失时级的有效焓降.

级的相对内效率



$$\eta_{ri}=\frac{\Delta h_i}{E_0}=\frac{\Delta h_t^*-\overset{\text{喷嘴损失}}{\delta h_n}-\overset{\text{动叶损失}}{\delta h_b}-\overset{\text{叶高损失}}{\delta h_l}-\overset{\text{扇形损失}}{\delta h_\theta}-\overset{\text{叶轮摩擦损失}}{\delta h_f}-\overset{\text{部分进汽损失}}{\delta h_e}-\overset{\text{漏汽损失}}{\delta h_\delta}-\underset{\text{湿汽损失}}{\delta h_x}-\underset{\text{余速损失}}{\delta h_{c2}}}{\Delta h_t^*-\mu_1\delta h_{c2}}$$

$$=1-\xi_n-\xi_b-\xi_l-\xi_\theta-\xi_f-\xi_e-\xi_\delta-\xi_x-(1-\mu_1)\xi_{c2}.$$

级内功率：$P_i=G\Delta h_i$.

（考虑了级内损失后，级的最佳速比就是要保证级的相对内效率最高。）

第三章.

多级汽轮机的特点:

①循环热效率提高.
②相对内效率提高.
③单位功率的投资以及运行成本明显降低.
④其他方面, ~~如增加机组长度和质量等~~

优
效率高:
①提高循环热效率. 提高蒸汽进口参数
降低出口参数.
回热循环和中间再热循环
②提高相对内效率. 保证每一级都在最佳速度比下工作
余速利用.
叶高损失小
重热系数的利用.
投资减小,

劣: ①增加一些附加损失, 隔板漏气损失, 轴封漏汽损失, 湿汽损失
②级数增多, 增加了机组长度和质量
③对汽轮机主要零部件金属材料要求提高
④零部件增多.

冲动式汽轮机: 由冲动式级排列而成
反动式汽轮机: 由反动式级排列而成.

NO Date: . .

多级汽轮机的工作过程

①高压段.

蒸汽压力p, 温度t很高, 比体积v较小, 蒸汽体积流量较小, 通流面积较小. 小喷嘴. 直叶片.

v变化小 → d_n变化小 → Δh_t变化小

G_v小 → d_n小 → u小 → $(x_a)_{op}$小 → c_1小

→ Δh_t小,

高压段效率较低. 部分进汽

②低压段.

蒸汽比体积v大, 蒸汽体积流量很大, 各级间变化十分急剧, 全周进汽, 扭叶片. 湿汽损失.

G_v大 → d_n大 → u大 → $(x_1)_{op}$大 → c_1大 → Δh_t大

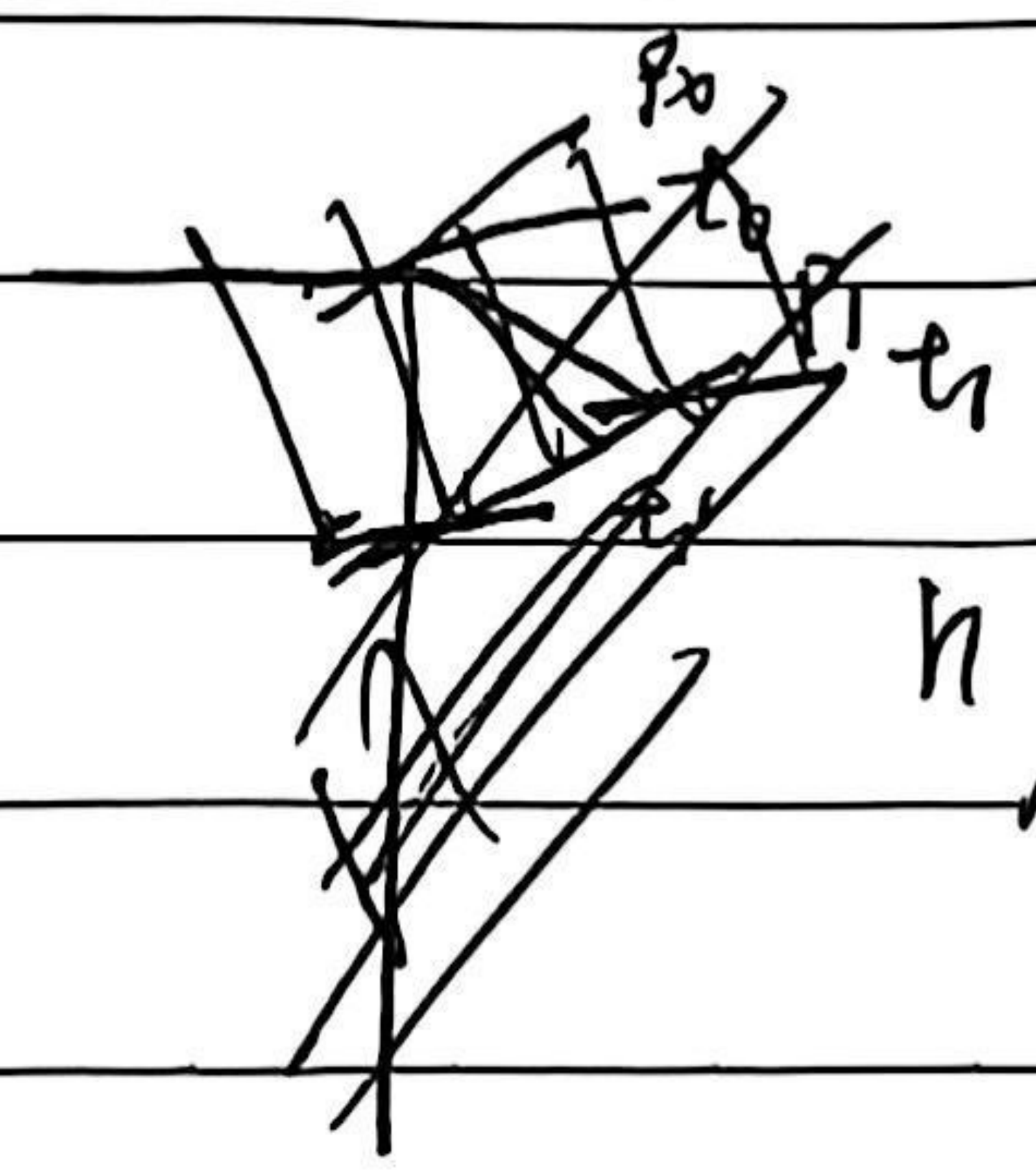
v变化大 → d_n变化大 → Δh_t变化大.

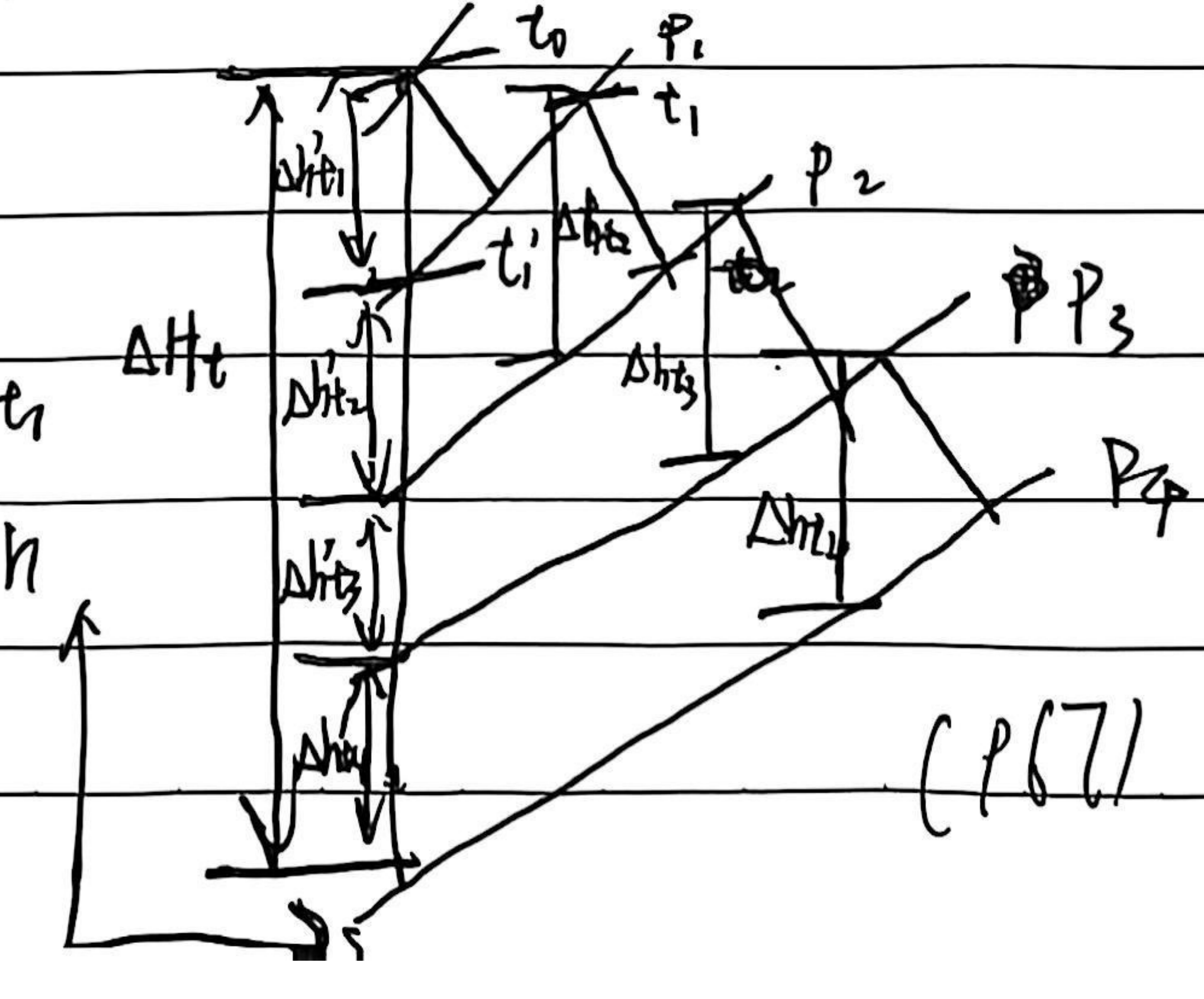
③中压段.

介于高压与低压段之间, ~~[illegible]~~ 一般采用全周进汽, 也没有进入湿蒸汽区, 无湿汽损失.

中压段效率最高.

重热现象.





(P67)

在蒸汽h-S图上的等压线，沿熵增方向继续扩张，即等压线之间的理想焓降，随熵的增大而有所增大。这样上一级的损失造成熵增大，将后面几级的理想焓降增大，这种现象叫做"重热现象"。

$$\Delta h_{t2} > \Delta h_{t2}' \quad , \quad \Delta h_{t3} > \Delta h_{t3}'$$

增大部分比焓降与没有损失时的理想比焓降之比，称为重热系数.

$$\alpha = \frac{\Sigma\Delta h_t - \Sigma\Delta H_t}{\Delta H_t} > 0$$

$$\Sigma\Delta h_t = \Delta H_t(1+\alpha).$$

设每级具有相同的相对内效率 η_{ri}^{2}.

$$\Delta H_i = \Delta h_{i1} + \Delta h_{i2} + \Delta h_{i3} + \Delta h_{i4} = \eta_{ri}^{2}(\Delta h_{t1} + \Delta h_{t2} + \Delta h_{t3} + \Delta h_{t4})$$

$$= \eta_{ri}^{2}\Delta H_t(1+\alpha).$$

此时整机相对内效率为:

$$\eta_{ri} = \frac{\Delta H_i}{\Delta H_t} = \eta_{ri}^{2}(1+\alpha).$$

前面各级的损失被后面各级利用，使整机总效率大于各级相对内效率.但不能认为α越大，效率越高!!! α的增大是以级内损失增大为前提.而重热现象只能回收总损的很小一部分。事实上，α越大，各级的级内损失越大，各级相对内效率越低，整机的相对内效率越低.

重热系数：① 与级数有关，z↑，α↑

② 与级内相对内效率有关，η_{ri}，α↑

③ 与蒸汽状态有关.

多级汽轮机的损失与汽轮机装置效率.

① 汽轮机轴封系统及前、后轴封的漏汽损失.

<1> 转子引出汽缸处，为使转子转动时发生动静间摩擦，两者间需留有一定间隙.

<2> 在高、中压缸两端，蒸汽会通过这一间隙往外泄漏，减少汽轮机作功蒸汽量，泄漏蒸汽还会污染运行厂房及设备、仪器等.

<3> 在低压缸两端，汽缸内压力低于大气压力，外界空气会通过这一间隙漏入低压缸内，破坏凝汽器真空，增大抽气设备的负担.

<4> 使汽轮机的功率和效率降低. 在汽轮机各轴端需要设置轴端汽封(轴封). 轴封和相连的管道附属设备组成汽轮机的轴封系统.

轴封系统 P68.

{ 轴封供汽
轴封漏汽
轴封回汽.

齿形汽封.

①目的：1) 在高压轴端 防止蒸汽泄漏

2) 在低压轴端 防止空气漏入.

齿形轴封 { 高低齿轴封（曲径轴封）

平齿轴封（光轴轴封）.

② 曲径轴封工作原理：

蒸汽在齿隙中加速 → 在汽室中突然扩大，碰撞

产生涡流 → 动能变为热能. 等焓熵增节流过程.

齿隙面积：$A_l = \pi d_l \delta$

漏汽量：$\Delta G_l = \mu A_l c_x \rho_x$.

由于汽封齿隙可以看作无斜切的渐缩喷嘴，最后一个齿隙出口处蒸汽速度最大为临界速度，漏汽量为临界流量，其他齿隙流速均小于临界速度.

③ 漏汽量计算.

1) 最后一个齿隙流速未达到临界速度.

齿隙间压差 $\Delta p = p_{x-1} - p_x$ 很小，近似把蒸汽作为不可压缩流体处理，齿隙出口流速

$$c_x = \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho_x}}$$

通过齿隙漏汽量：

$$\Delta G_l = \mu_l A_l c_x \rho_x = \mu_l A_l \rho_x \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho_x}}.$$

$$\left(\frac{\Delta G_l}{\mu_l A_l}\right)^2 = 2\Delta p \rho_x = 2 p_x \Delta p \frac{\rho_0}{p_0}.$$

（由于 $\frac{p_x}{\rho_x} = \frac{p_0}{\rho_0} = const$，等焓）

则 $p_x \Delta p = \frac{p_0}{2\rho_0} \left(\frac{\Delta G_l}{\mu_l A_l}\right)^2 = const$.

当有z个齿隙时：

$$\sum_{i=0}^{z} p_x \Delta p = \frac{z p_0}{2\gamma_0}\left(\frac{\Delta G_l}{\mu_l A_l}\right)^2$$

近似用积分形式：

$$\int_{p_z}^{p_0} p_x dp = \frac{p_0^2 - p_z^2}{2} = \frac{z p_0}{2\gamma_0}\left(\frac{\Delta G_l}{\mu_l A_l}\right)^2$$

即 $\Delta G_l = \mu_l A_l \sqrt{\frac{\gamma_1 (p_0^2 - p_z^2)}{z p_0}}$.

可见，在一定的压差 $(p_0 - p_z)$ 下，要使偏流量 ΔG_l 减小，必须增加齿数z，或减少齿隙面积 $A_l = \pi d_l \delta$

δ 取0.3～0.6mm，精度要求高时，取0.25～0.45mm，

(2) 最后一个齿隙达到临界速度

其他齿隙流流速度小于音速，属于亚临界。

通过z-1个齿隙的流量(为亚临界)：

$$\Delta G_l = \mu_l A_l \sqrt{\frac{\gamma_0 (p_0^2 - p_{z-1}^2)}{(z-1) p_0}}.$$

通过最后一个齿隙为临界流量：

$$\Delta G_{l,c} = \mu_l A_l \sqrt{k\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \cdot \sqrt{\frac{\gamma_0 p_{z-1}^2}{p_0}}$$

$$\Delta G_l = \Delta G_{l,c}.$$

$$p_{z-1} = \sqrt{\frac{1}{(z-1) k\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}} + 1}} \cdot p_0$$

对于过热蒸汽 $k = 1.3$

$$p_{z-1} = \sqrt{\frac{1}{1 + 0.445(z-1)}} \cdot p_0$$

$$\Delta G_{l,c} = \mu_l A_l \sqrt{\frac{p_0 p_0}{z + 1.25}}.$$

可见，漏汽量与轴封前压力 p_0 有关，与后压力 p_z 无关。同样，~~要增加~~ 减小漏汽量，必须增加齿数z，或减小齿隙面积

扫描全能王 3亿人都在用的扫描App

最后一个齿隙压比：

$$\frac{p_z}{p_{z-1}} \le \varepsilon_c = 0.546$$

$$\frac{p_z}{\sqrt{\frac{1}{1+0.445(z-1)}}\cdot p_0} \le 0.546$$

$$\frac{p_z}{p_0} \le \frac{0.82}{\sqrt{z+1.25}}.$$ → 最后一个齿隙是否到达临界速度的判别式.

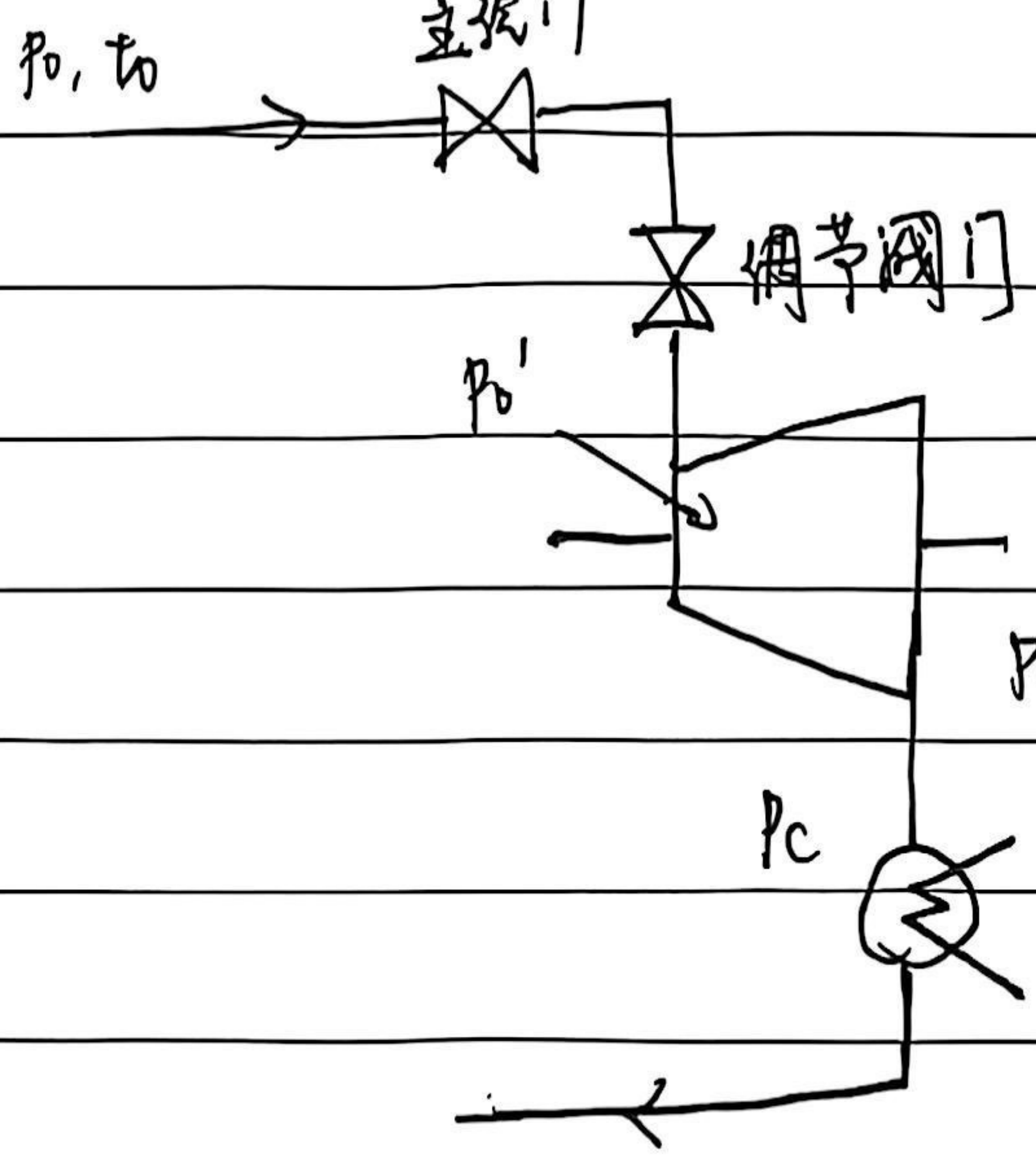
$$\Delta G_l = 0.667\mu_l \beta_l A_l \sqrt{p_0 \rho_0} = 0.667\mu_l \beta_l A_l \frac{p_0}{\sqrt{RT_0}}$$

流量比：$\beta_l = \frac{\Delta G_l}{\Delta G_{l,c}}$

$$= \begin{cases} \frac{1}{0.667}\sqrt{\frac{1}{z}\left[1-\left(\frac{p_z}{p_0}\right)^2\right]}, & \text{最后一齿隙未达临界} \\ \frac{1}{0.667}\sqrt{\frac{1}{z+1.25}}, & \text{最后一齿隙达到临界.} \end{cases}$$

② 汽轮机进、排汽机构的损失.

(1) 压力损失.



蒸汽进入汽轮机工作级之前，必须先通过主汽阀、调节汽阀、主蒸汽管道、蒸汽室等.

汽轮机的排汽从末级动叶出口，经排汽缸流至凝汽器.

进、出汽过程中为克服摩擦和涡流需要合理的压降.

扫描全能王
3亿人都在用的扫描App

NO Date: . .

压力损失的热力过程近似看作一个等焓的节流过程

<2> 阀杆漏汽损失 — 主汽阀和调节汽阀.

进汽阀包括主汽阀和调节汽阀，为了防止阀杆卡涩，阀杆与套筒之间留有一定的径向间隙。通过阀杆间隙泄漏的蒸汽损失称为阀杆漏汽损失.

③ ~~(3)~~ 机械损失.

汽轮机在运行时，用于克服径向轴承、推力轴承摩擦阻力和带动主油泵、调节系统等所损耗的功率 δP_m，叫机械损失.

$$\eta_m = \frac{P_i - \delta P_m}{P_i} = \frac{P_m}{P_i}$$

汽轮机的机械效率随负荷增加而增加.

④ 汽轮机装置的效率及热经济性指标.

<1> 相对效率.

1. 汽轮机相对内效率：$\eta_{ri} = \frac{P_i}{P_t} = \frac{\Delta H_i}{\Delta H_t} = \eta_{ri}^{s}(aH)$

√ 汽轮机内~~效~~功率：$P_i = P_t \cdot \eta_{ri} = \frac{D_0 \Delta H_t \eta_{ri}}{3.6}$.

2、机械效率：$\eta_m = \frac{P_m}{P_i}$.

汽轮机轴端功率：$P_m = P_i \eta_m = \frac{D_0 \Delta H_t \eta_{ri} \eta_m}{3.6}$

3、发电机效率：$\eta_{el} = \frac{P_{el}}{P_m}$

发电机出线功率：$P_{el} = P_m \cdot \eta_{el} = \frac{D_0 \Delta H_t \eta_{ri} \eta_m \eta_{el}}{3.6} = \frac{\overset{D_0\Delta H_t \eta_{n}}{\cancel{D_0 \Delta H_t \eta_{el}}}}{3.6}$

4、相对电效率：$\eta_{rel} = \eta_{ri} \eta_m \eta_{el}$.

<2> 绝对效率.

1、朗肯循环效率：

$$\eta_t = \frac{\Delta H_t}{Q_0} = \frac{\Delta H_t}{h_0 - h_{fw}}.$$

2. 绝对电效率：

$$\eta_{a,el} = \frac{\Delta H_t \eta_{ri}\eta_m\eta_{el}}{Q_0} = \frac{\Delta H_t \eta_{ri}\eta_m\eta_{el}}{h_0 - h_{fw}}$$

$$= \eta_{ri}\eta_m\eta_{el}\eta_t.$$

(3) 其他重要热经济性指标.

1. 汽耗率：每发1kW·h电能所消耗蒸汽量.

$$d = \frac{1000D_0}{P_{el}} = \frac{3600}{\Delta H_t \eta_{r,el}}$$

2. 热耗率：每发1kW·h电能所消耗的热量.

$$q = d(h_0 - h'_{fw}) = \frac{3600(h_0 - h'_{fw})}{\Delta H_t \eta_{r,el}} = \frac{3600}{\eta_{a,el}}.$$

对于中间再热机组：

$$q = d[(h_0 - h_{fw}) + \frac{D_r}{D_0}(h_r - h_r')]$$

再热蒸汽初焓　高压缸排汽焓.

3. 标准煤耗量：每发1kW·h电能所消耗的标准煤量

将1kg标准煤 = 7000×4.18kJ代入热耗率公式

4. 汽耗率适合于相同功率、参数的同类机组间比较

热耗率通常可以作为不同固机之间经济性评价的指标.

(三) 极限功率和提高单机功率的主要措施.

影响极限功率的主要因素是末级蒸汽流量 $G_{c,max}$.

提高单机功率的主要措施：

1. 提高新蒸汽参数，中间再热，ΔH_t↑，η_t↑.

2. 采用高强度、低质量密度的合金材料，l_b↑.

NO Date: . .

3. 采用多排汽口，分流.

4. 采用低转速 级数↑ 成本↑.

5. 提高~~组~~机组相对内效率

6. 回热循环，η_t↑.

7. 中间再热循环. Δh_t^t↑，湿汽损失↓.

多级汽轮机的轴向推力.

轴向推力：蒸汽在轴流式汽轮机中工作时，将有一个使转子由高压端向低压端移动趋势的轴向力.

冲动式汽轮机：
- 作用在动叶上
- 作用在叶轮面上
- 作用在轴的凸肩上.

反动式汽轮机：
- 作用在叶片上.
- 作用在轮毂锥形面上
- 作用在转子阶梯上.

轴向推力的平衡：

①平衡活塞法

②相反流动布置法

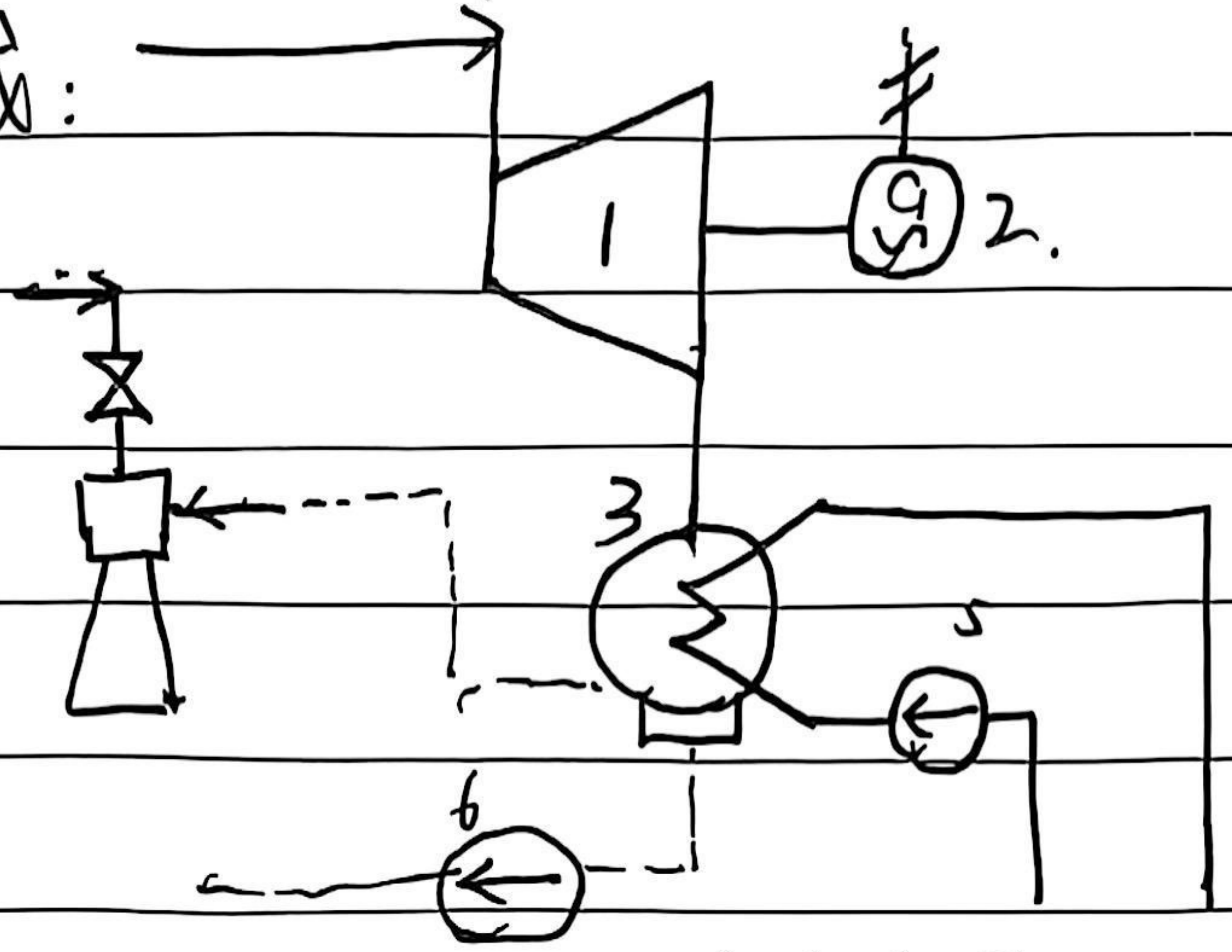
③平衡孔

④推力轴承支撑.

第四章.

凝汽系统的工作原理.

组成:



1-汽轮机
2-发电机
3-凝汽机
4-抽气设备
5-循环水泵
6-凝结水泵.

作用: 整个热力循环中的冷源.

任务: ①在汽轮机排汽口建立和维持规定的真空.
②将汽轮机的排汽凝结成洁净的凝结水.
③通过结构的合理设计,实现真空除氧,提高凝结水品质.
④起到热力系统蓄水作用

真空形成的原理: 蒸汽在冷却水(循环水)冷却下,放出汽化潜热,凝结成凝结水,体积骤然缩小,就形成了真空;抽汽机将不凝结的空气抽出,维持真空。

{ 水冷凝汽系统 效率较高.
{ 空冷凝汽系统.

P87.

凝气器.

①混合式凝汽器.

特点：排汽和冷却水直接混合.

优点：结构简单、制造成本低、冷却效果好.

缺点：不清洁，无法作为锅炉给水.

②表面式凝汽器. { 空气冷却式
水冷却式（水传热系数高）.

设置空气冷却区的目的是让尚未凝结的蒸汽凝结，并冷却空气，使其体积流量减小，从而减少蒸汽工质的损失，减轻抽气设备的负荷，提高抽气效果.

凝气器内蒸汽的凝结过程：

①膜状凝结为主.

②汽轮机排汽进口处，蒸汽所占份额很大，空气所占的份额很小（不超过0.01%），随着蒸汽的大量凝结，空气的份额有所增加.

③在冷却水管壁面处，由于蒸汽凝结，靠近壁面处的蒸汽分压将减少，空气分压增加，形成一层空气膜，远处的蒸汽必须穿过这一层空气膜才能到达管膜处凝结，即增加了传热热阻，使传热系数下降

计算公式.

① $K = K_0 \beta_z \beta_t \beta_m$.

β_z — 管子内壁清洁系数

β_t — 冷却水进口温度修正系数.

β_m — 管材和壁厚修正系数.

扫描全能王

③ $K=14650\psi\psi_w\psi_t\psi_z\psi_d$.

ψ: 冷却表面清洁程度修正系数,

ψ_w: 冷却水流速和管径 ~

ψ_t: 冷却水进口温度 ~

ψ_z: 冷却水流程数 ~

ψ_d: 凝汽器单位蒸汽负荷修正系数.

~~维持~~

凝汽器内压力确定:

① 建立并维持真空, 须随时维持三个平衡:

1. 质量平衡, 进入蒸汽量 = 抽出凝结水量.

2. 热量平衡, 蒸汽放出热量 = 冷却水带走热量.

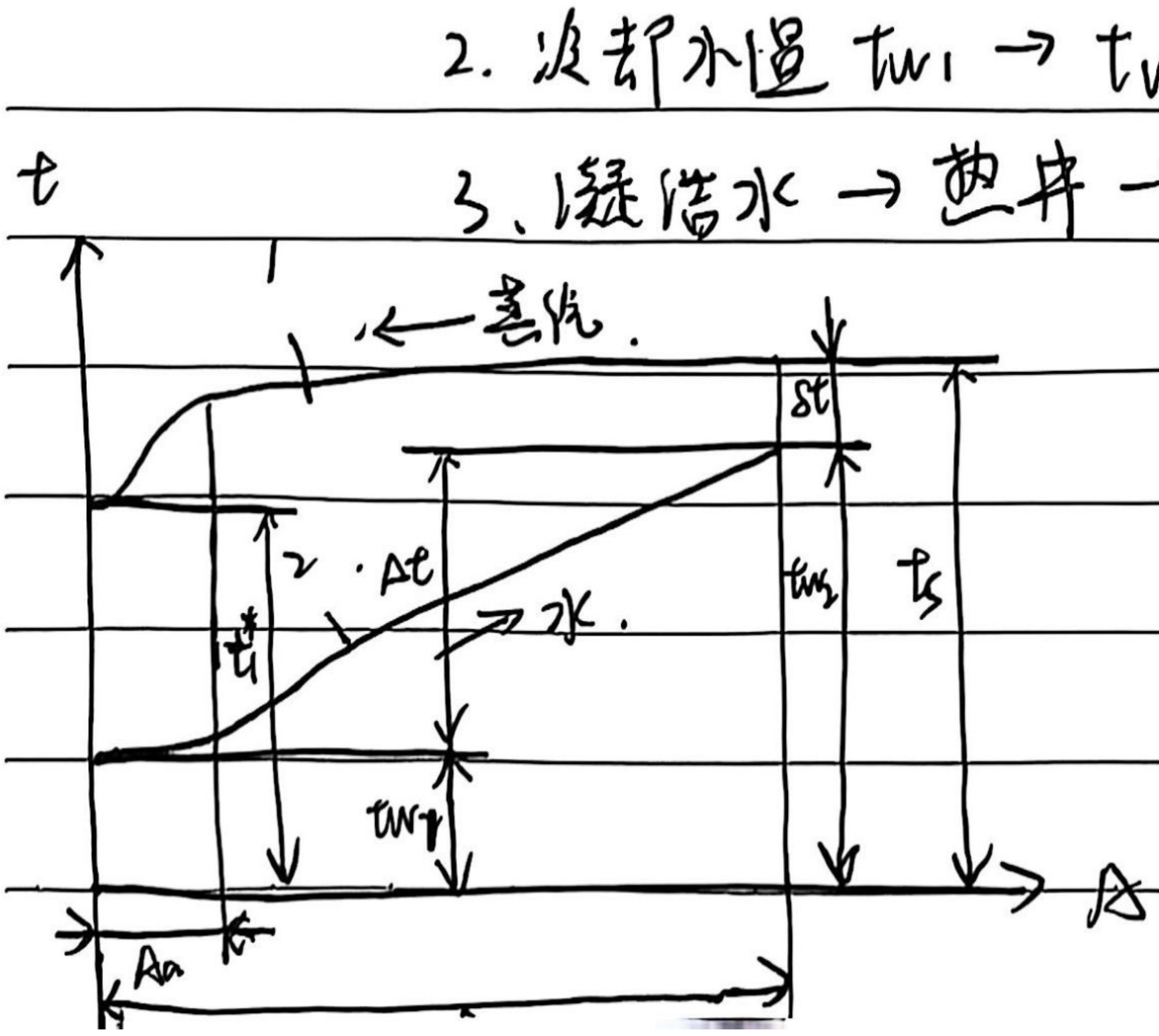
3. 空气平衡, 漏入空气量 = 抽出空气量.

② 凝汽器内变化:

1. 汽轮机排出的蒸汽 → 凝汽器汽侧与铜管接触 → 凝结 → 放出潜热 → 管壁 → 冷却水.

2. 冷却水温 $t_{w1} \to t_{w2}$

3. 凝结水 → 热井 → 加热器.



A_c — 凝汽器总传热面积.

A_a — 空气冷却区面积.

t_{w1} — 进口温度

t_{w2} — 出口温度

δt — 传热端差

$\delta t = t_s - t_{w2}$.

凝汽器压力p_c的三个影响因素:

① 冷却水进口温度t_{w1}: 气候、季节、冷却塔效率(闭式循环)

② 冷却水温升Δt

③ 传热端差δt.

蒸汽凝结温度:

$$\boxed{t_s = t_{w1} + \Delta t + \delta t.}$$

式中, t_s — 对应的饱和压力$p_s \approx p_c$为凝汽器内压力.

Δt — 冷却水温升

δt — 端差, $\delta t = t_s - t_{w2}$.

其中, ① $\Delta t = \frac{h_c - h'_c}{4.187\frac{D_w}{D_c}} = \frac{h_c - h'_c}{4.187m}$ (m为冷却倍率).

$$\approx \frac{2180}{4.187m} = \frac{520}{m}$$

③
$$\left\{\begin{aligned} &\Delta t_m = \frac{\Delta t}{\ln\frac{\Delta t + \delta t}{\delta t}} \\ &Q = 1000D_c(h_c - h'_c) = A_c K \Delta t_m = 4187 D_w \Delta t \end{aligned}\right.$$

~~$A_c =$~~

$$\Rightarrow \delta t = \frac{\Delta t}{e^{\left(\frac{A_c K}{4187 D_w}\right)} - 1}.$$

传热端差与A_c, K, D_w有关。当冷却水量D_w不变时, 由于传热面积A_c不变, 则传热系数K是影响δt的主要因素.

K↑, δt↓; t_s↓, 真空越高.

抽气设备 p95.

~~第五章~~ 凝汽设备运行 (P376)

① 凝汽设备运行对汽轮机组的运行安全性和经济性有很大影响.

② 凝汽设备运行好坏主要体现在三方面:

①是否到达最佳真空

②是否有较小的凝结水过冷度.

③能否提供合格的凝结水品质.

影响效果:

①对高参数汽轮机,凝汽机压力上升1kPa,汽轮机组汽耗量上升1.5%～2.5%.

② 凝结水过冷度增加1℃,机组的煤耗率增加0.13%左右.

③ 凝结水中含氧量及含盐量增加,会严重影响蒸汽品质.

④ 循环水泵的耗电量较大,一般占机组总发电量的1.2%—3.5%

③ 凝结水过冷度:

定义:凝汽器入口处(喉部)压力下蒸汽饱和温度 t_s 与热井中凝结水温度 t_c 之差.

$\Delta t = t_s - t_c$. (一般为0.5℃～1℃).

凝结水过冷不可避免,但过大过冷度增大了冷却水带走的热量,降低了汽轮机组热经济性,凝结水过冷度增大,使凝结水中含氧量升高,加速了低压回热设备和管道的腐蚀.

NO Date: . .

㊃汽阻.

定义：在凝汽器汽侧，从凝汽器的喉部到抽气口的压力降.

$\Delta p_c = p_c - p_c''$（一般为200～400Pa）.

1.凝汽器汽阻过大，使得同样的抽气口压力下，凝汽器压力升高，降低了汽轮机组的经济性。

2.若在相同凝汽器压力下，汽阻越大，抽气口压力势必要求更低，导致抽气设备耗功增大，凝结水过冷度和含氧量也相应增大。

㊄水阻.

定义：冷却水流经凝汽器时流动阻力.

⑥凝汽器内部泄漏.

- 空气漏入
- 冷却水漏入

空气漏入：导致真空恶化，使排汽温度和压力升高，降低经济性.

低压缸因温度升高而变形，造成振动.

空气分压增大，增大氧气溶解度，水中含氧量增加

空气的聚集使凝汽器传热端差增大，过冷度增大

冷却水漏入：水管受蒸汽冲蚀而损坏、对管壁冲蚀，

恶化凝结水水质.

使凝结水过冷度增大，

⑦ 凝汽器真空恶化：压力异常升高。

<1>对汽轮机带来危害：

1. 使机组理想焓降减少，效率降低；

2. 低压缸排汽温度升高，汽缸发生变形，造成内部动、静空隙变化；特别当低压转子的轴承座落于低压缸上时，低压缸变形膨胀，使轴系中各轴承负荷发生变化，引起机组较大振动。

3. 机组背压变化过大，造成轴向推力异常。

<2>对凝汽器带来危害：

1. 真空恶化使凝汽器内温度升高，由于水管与管板材质不同，其膨胀系数存在差异，使冷却水管和管板的连接容易松动而产生泄露。

2. 若真空恶化是由于空气分压力增大造成的，则使凝结水含氧量增大，易产生低温腐蚀。

凝汽器的经济运行：

① 极限真空：使汽轮机末级动叶达到膨胀极限压力的真空。

最有利真空：在提高真空过程中，当汽轮机功率的增加和循环水泵耗功增加之差为最大时的真空，称为最有利真空。

$$\max \Delta P_{net} = \Delta P_{el} - \Delta P_p .$$

③凝汽设备的优化运行.

①降低循环水入口水温.

②减小端差.

③减小汽侧压力.

④合理增大冷却水量.

凝汽器特性曲线:

用曲线表示凝汽器压力 P_c 与凝汽量 D_c，冷却水量 D_w，和冷却水进口温度 t_{w1} 的变工况特性.

根据曲线可以确定凝汽器是否运行正常.

第五章

{设计工况/经济工况.
变工况.

①渐缩喷嘴压力与流量的关系.

$$G = 0.648\beta A_n\sqrt{\frac{p_0^*}{v_0^*}}$$

工况变动后：$G_1 = 0.648\beta_1 A_n\sqrt{\frac{p_{01}^*}{v_{01}^*}}$

$$\Rightarrow \frac{G_1}{G} = \frac{\beta_1}{\beta}\sqrt{\frac{p_{01}^* v_0^*}{p_0^* v_{01}^*}} = \frac{\beta_1}{\beta}\cdot\frac{p_{01}^*}{p_0^*}\cdot\sqrt{\frac{T_0^*}{T_{01}^*}}$$

不考虑初温变化 $= \frac{\beta_1}{\beta}\frac{p_{01}^*}{p_0^*} = \frac{\beta_1}{\beta}\frac{p_{01}}{p_0}$.

② 当变工况和设计工况均为临界工况时 $\beta_1=\beta=1$

$$\frac{G_1}{G} = \frac{p_{01}}{p_0}.$$

②级的变工况.

1. 级在临界工况下工作.

定义：级内喷嘴叶栅或动叶栅两者之一的流速达到或超过临界速度.

<1> 级内喷嘴到达临界（~~重~~变工况前后）.

$$\frac{G_{c1}}{G_c} = \frac{p_{01}^*}{p_0^*}\sqrt{\frac{T_0^*}{T_{01}^*}} = \frac{p_{01}}{p_0}\sqrt{\frac{T_0}{T_{01}}} \xlongequal{\text{不考虑初温变化}} \frac{p_{01}^*}{p_0^*} = \frac{p_{01}}{p_0}.$$

<2> 级内动叶到达临界（变工况前后）

$$\frac{G_{c1}}{G_c} = \frac{p_{11}^*}{p_1^*}\sqrt{\frac{T_1^*}{T_{11}^*}} = \frac{p_{11}}{p_1}\sqrt{\frac{T_1}{T_{11}}} \xlongequal{\text{不考虑初温变化}} \frac{p_{11}^*}{p_1^*} = \frac{p_{11}}{p_1}.$$

若不考虑顶叶漏汽，则动叶流量等于喷嘴流量，不考虑温度变化. $\frac{G_{c1}}{G_c} = \frac{p_{01}^*}{p_0^*} = \frac{p_{11}^*}{p_1^*} = \frac{p_{01}}{p_0} = \frac{p_{11}}{p_1}$.

NO Date: . .

结论：级变工况前后均为临界时，级的流量与级前的滞止压力成正比，也与级前的未临压力成正比，而与温度的平方根成反比。

2、级在亚临界工况下工作（P例）

$$\frac{G_1}{G} = \sqrt{\frac{(p_{01}^2 - p_{21}^2)}{(p_0^2 - p_2^2)}}$$

结论：当级内流动未达临界状态时，通过该级的流量不仅与级前压力有关，而且与级后压力有关。

3、一种工况为临界，另一种为亚临界。

一般发生在调节级，末级中，无统一公式。

级→级组：级组前后流量的变化。

级组：由流量相同的（通流面积不变）若干个连续排列的级组成。

1、级组内各级均未达临界状态，

末级未达临界状态

$$\frac{G_1}{G} = \sqrt{\frac{(p_{01}^2 - p_{21}^2)}{(p_0^2 - p_2^2)}} \Rightarrow$$ 弗留格尔公式：$\frac{G_1}{G} = \frac{p_{01}}{p_0}\sqrt{\frac{T_0}{T_{01}}}$

简化 ↑ 非调节级+级组很大。

$= \frac{p_{01}}{p_0}$（不考虑温度变化）。

2、级组达到临界状态

即末级处于临界状态。

$$\frac{G_1}{G} = \frac{p_{01}}{p_0}\sqrt{\frac{T_0}{T_{01}}} = \frac{p_{01}}{p_0},$$

凝汽式汽轮机非调节级各组:

可将包括末级在内的各级作为一个级组，使级组后压力为汽轮机排汽压力p_z，级数较多时 $p_0 \gg p_z$.

可使用弗留格尔公式进行计算.

弗留格尔公式应用条件:

① 在不同工况条件下，级组中各级通流面积不变。

如通流部分磨损或结垢等，应进行修正，

结垢，同一流量G_1下，p_{01}必然升高.

磨损，同一流量G_1下，p_{01}必然降低

② 在同一工况中，通过级组的流量相等.

调节抽汽口(供暖，取暖，其他工用汽等)应作为分级组的界限(即不包括调节级)

③ 流过级组的蒸汽应是均质流

④ 严格讲. 弗留格尔公式适用于无穷多级数的级组，但一般多于4~5级就可以. 级数越多，精度越高.

变工况下级的比焓降和反动度的变化规律

① 工况变化时各级比焓降的变化.

理想焓降: $\Delta h_t = \frac{k}{k-1} R T_0 \left[1-\left(\frac{p_2}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right] = f\left(\frac{p_2}{p_0}, T_0\right)$

(1) 凝汽式汽轮机各中间级比焓降的变化规律.

1. 变工况时，中间级压比基本不变，各级理想焓降基本不变

2. 凝汽式汽轮机最后一、二级，其流量与级前压力关系满足弗留格尔公式.

$p_i = G\Delta h_t \eta_i = BG$.

3. 工况变动时各中间级的内功率与流量成正比.

4. 喷嘴调节凝汽式汽轮机，工况变动时，调节级级后温度变化较大，用温度修正 $\sqrt{\frac{T_0}{T_{01}}}$.

工况变动后 $G_1 < G$ 时，$\sqrt{\frac{T_0}{T_{01}}} > 1$，实际压力值 p_{01} ↓

$G_1 > G$ 时，$\sqrt{\frac{T_0}{T_{01}}} < 1$，$p_{01}$ ↑.

〈2〉背压式汽轮机中间级的变工况

1. 各中间级级前压力与流量的关系按双曲线规律变化.

2. 当 p_2 很小时，即某级级前压力 p_0 很大，或离末级很远的级，可近似写成：

~~3. 理想焓~~ $p_{01}^2 = p_0^2 \left(\frac{G_1}{G}\right)^2$.

3. 理想焓降变化主要取决于流量变化.

4. p_1 越大，流量变化时焓降影响越小.

5. 背压是调节参数，变化范围不大.

6. 越靠近前面的级，其比焓降变化越小.

〈3〉末级比焓降的变化（P206）.

调节级的级前压力近乎不变，其级后压力与流量成正比变化。G↑，p_{21}↑，Δh_t↓；G↓，p_{21}↓，Δh_t↑.

③ 工况变化时级的反动度变化.

〈1〉工况变动时引起动叶进口汽流撞击损失

定义：冲角 $\theta = \beta_1 - \beta_{11}$（叶型进汽角 − 汽流进汽角）.

设计工况时，$\theta = 0$.

变工况时，级的焓降变化，产生冲角.

1. 当Δh_t↓，$c_{11} < c_1$，u不变.

$\theta = \beta_1 - \beta_{11} < 0$，为负冲角.

汽流冲击在动叶背弧段

2. 当Δh_t↑，$c_{11} > c_1$. u不变

$\theta = \beta_1 - \beta_{11} > 0$. 为正冲角

汽流冲击在动叶内弧段.

撞击损失与以下因素有关:

1. 冲角绝对值大小，$|\theta|$↑，δh_{β}↑

2. 与冲角正负有关，正冲角损失大于负冲角

3. 与级的反动度有关，

(2) 变工况引起级内反动度的变化（由流量守恒得出）.

1. Δh_t ↓ (x_1↑)，Ω↑.

2. Δh_t ↑ (x_1↓)，Ω↓

3. 级反动度变化大小和原设计的级反动度大小有关

原设计反动度小的级，比焓降变化时反动度变化较大

原设计反动度大的级，其反动度~~基本不变~~变化较小

4. 反动级的反动度基本不变.

③ 级的经济性和安全性. (P书108)

1. G↓. 级前压力p_0不变（调节级），级后压力p_2↓，调节级前后压差↑，Δh_t↑，叶片受汽流力↑

2. G↑，末级级前压力↑，末级后压力受凝汽器控制基本不变，前后压差↑，Δh_t↑，叶片受汽流力↑.

配汽方式及调节级变工况特性

① 滑参数运行和定参数运行

定参数运行（改变流量）
- 节流调节（配汽） p0、t0不变
- 喷嘴调节（配汽）
- 旁通调节（配汽）.

滑参数运行（改变整机理想比焓降）.
- 纯滑压运行 p0变
- 节流滑压运行 t0不变.
- 复合滑压运行，

② 功率调节方式.

(1) 节流调节.

所有蒸汽都通过一个调节阀门进入喷嘴.

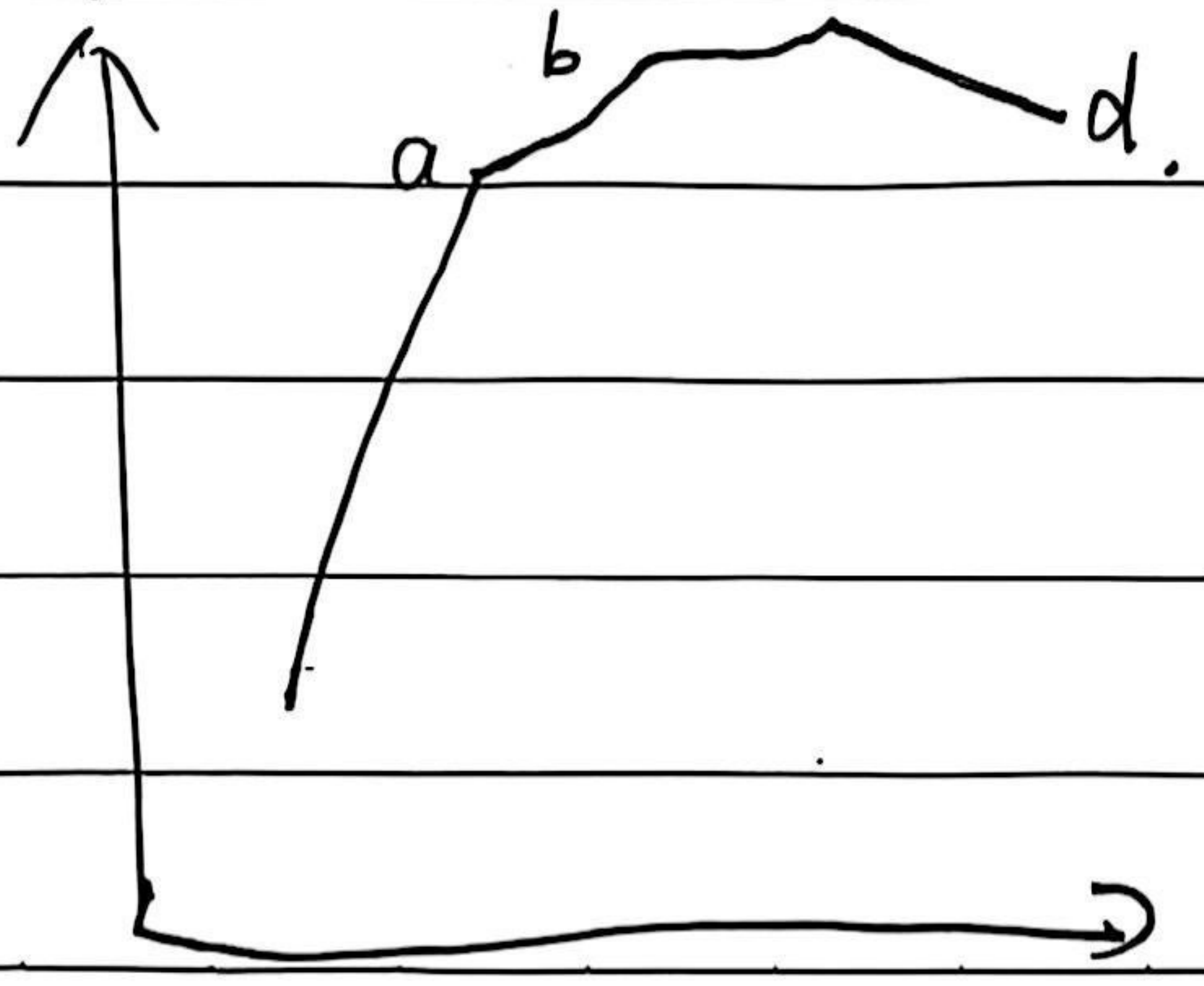
全开 / 部分开.

(2) 喷嘴调节

主汽门全开，调节汽门根据负荷大小依次开启或关闭.

当第一调门全开而其它阀门关闭时，调节级动叶受力最大，为最危险工况.

③ 调节级效率曲线



1、调节阀全开时，节流损失小，效率较高（a，b，c，d点），

2、其他工况下，通过部分开启阀的流量要受节流作用，效率下降

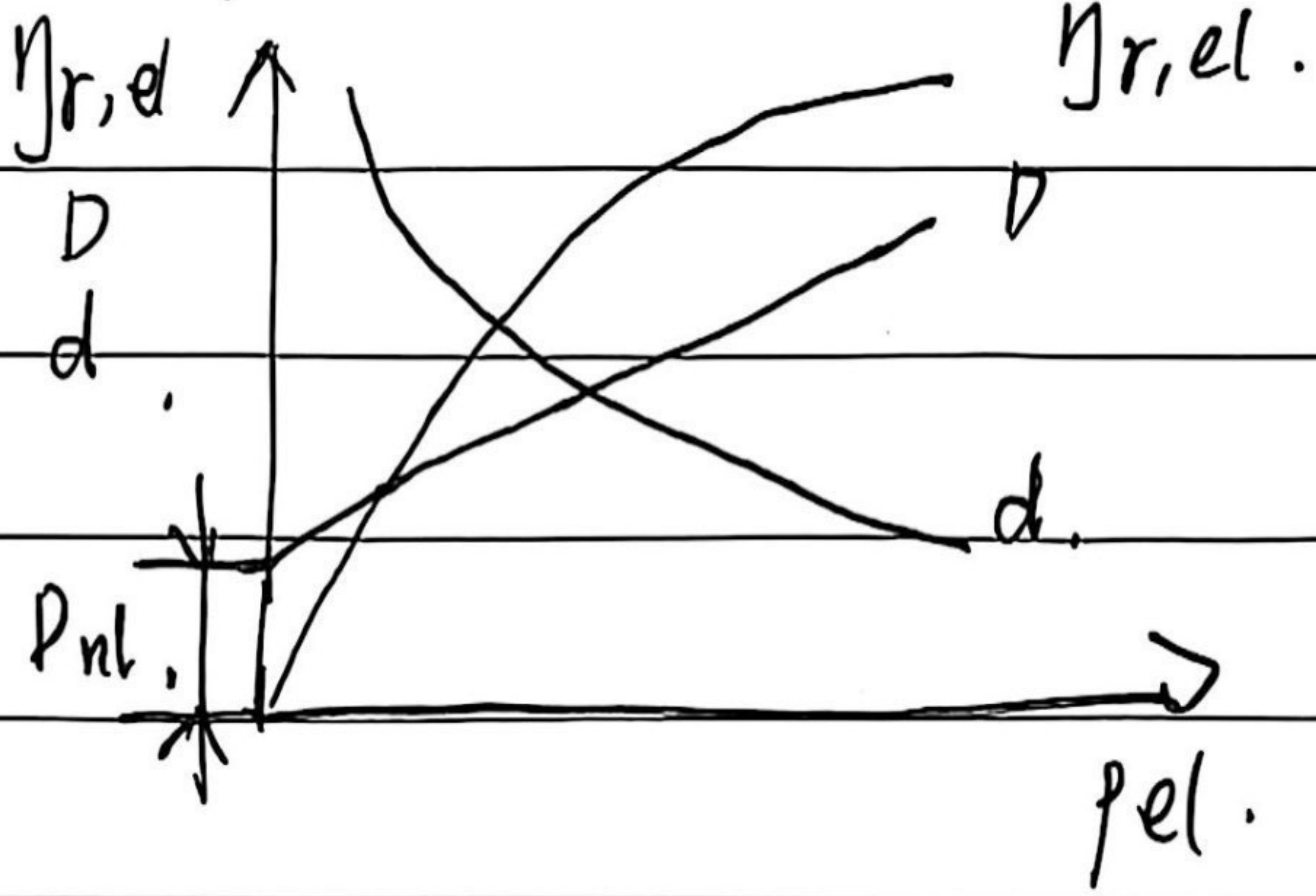
3、c为设计工况（三阀全开）.

效率最高，

凝汽式汽轮机的工况图.(P115)

汽轮发电机组的功率与汽耗量之间的关系曲线称发电机组的工况图，也称汽耗线.

如节流配汽凝汽式汽轮机.



D_{nl}为空载汽耗量：克服机械损失ΔP_m维持机组空载所需流量.

蒸汽初终参数变化时汽轮机工作的影响.

凝汽器的真空度(汽轮机背压)是重要监视的运行参数之一.

当真空度过高而功率又最大时，末级处于最危险工况.

节流调节不宜用于背压式汽轮机：

背压越高，部分功率下的节流效率越低.

第八章

汽机叶片静强度计算

一 叶片结构和分类，叶根分类

- 叶片结构
  - 叶型：汽轮机主要通流部分，承担把蒸汽的动能转换为机械能的任务，要求有好的汽动特性，比如型线，进汽角，出汽角等。
  - 叶根：把叶片牢固地固定在叶轮上。
  - 叶顶：汽流通道的上表面，可减少漏汽损失，并通过围带的不同结构起到调整叶片频率作用。（拉金 — 叶片调频）。
- 叶片分类
  - 等截面叶片：叶片的截面处处相等，适用于短叶片，径高比 $\theta = \frac{d_m}{l} > 10$.
  - 变截面叶片（扭叶片）：叶片高度增大后为提高叶片效率，叶片的型线沿高度变化，为改善叶片的强度条件，自下而上叶片截面积缩小。
- 叶根分类
  - 倒T型 — 简单，强度条件差。发展为双倒T型 圆周向装配方式
  - 外包T型 — 改善轮缘向外弯曲
  - 叉型 — 长叶片 — 插入装配。
  - 纵树型 — 长叶片：叶根与轮缘截面接近等强度 — 轴向装配。

叶根的选型是根据受力情况和加工的工艺习惯

② 叶片的主要作用力：

① 单个叶片，成组叶片

② 作用力的主要形式

离心力作用 · 方向 特点：叠加围带、拉金的离心力，

蒸汽作用力 方向 特点：分为稳定部分，交变部分。

围带、拉金发生弯曲变形时对叶片的反作用力。

当叶片安装有偏置时，离心力作用点不通过计算截面形心时，将引起弯曲应力。

应力分析包括：汽流作用力：弯曲应力、扭转应力。
振动—动应力、频率特性（计算固振频率是否会共振）
离心力：拉伸应力
弯曲应力
扭转应力
受热不均匀：不均匀温度场引起的温度应力

③ 为什么在最危险工况下进行校核，调节级和低压级叶片的最危险工况。

调节级在第一调节阀接近全开而第二调节阀尚未开启时最危险；此时调节级理想比焓降最大，部分进汽度最小；

低压级在最大蒸汽量和最高真空时最危险。

④ 等截面叶片拉伸应力特点及如何降低。

特点：叶片截面积处处相等，在不同截面上叶片所承受的离心力不同，自上而下逐渐增大，叶根处拉伸应力最大。

等截面叶片根部离心拉应力: $\sigma_{c0} = \rho u_{m0}^2 \frac{l}{R_m}$.

1.力的大小与截面积大小无关

2.要降低叶根离心力拉伸应力:

(1)采用低密度、高强度的叶片材料来降低根部拉应力.

(2)材料一定时,采用变截面叶片

③为何叶片的出口不能太薄.

出口处蒸汽弯曲应力最大,出口处不能太薄、

④.加装围带和拉金对叶片应力的影响.

分为离心力和弯应力两方面.

(1)离心力.

若叶片的不同部分装有围带或拉金,围带与拉金在旋转时,也要产生离心力,作用于叶片的不同部位,把整圈围带或拉金分摊到每个叶片上,每个叶片承担一个节距围带或拉金的离心力.

(2)弯应力.

用围带或拉金连接成组的叶片,受到汽流作用力而发生弯曲变形时,围带或拉金也将随之弯曲而产生变形,此时围带或拉金对叶片作用有反弯矩,部分抵消汽流弯矩,使叶片弯曲应力减小.

当叶片自带围带且无预扭安装时,叶片围带基本不对叶片产生反弯矩,

叶片振动：

① 激振力产生的原因和分类及低、高频激振力产生原因，

叶片的激振力从总体来讲，是由于一个级中汽流的流场不均匀所致。喷嘴后的不均匀汽流力，作用在叶片上，就能激起叶片的振动。

造成流场不均匀的因素：

1. 叶栅尾迹扰动。

2. 结构扰动，部分进汽，抽汽口，排汽管，叶栅节距偏差等原因引起流场不均匀，

叶片激振力通常按频率高低来分，

{ 低频激振力 — 第一类激振力，主要与结构因素有关
高频激振力 — 第二类激振力，由喷嘴尾迹引起。由于汽流和通道的摩擦，使喷嘴出口沿圆周方向汽流的作用力不均匀分布，叶片每经一只喷嘴片，汽流作用力就减小一次，即受到反方向的扰动。

② 振型分类，单叶片切向振动的A型、B型振动，为何切向振动最危险。

单个叶片 { 切向振动。
轴向振动
扭转振动。

叶片组 { 切向振动，
轴向振动及轴向扭转振动
扭转振动。

A型振动：叶片顶部有振动位移的振型。

B型振动：叶身振动而叶顶不动的振型

NO Date: . .

危险：① 切向振动是绕叶片最小主惯性轴的振动，即使很小的激振力也可能激发相当大的振动；
② 对抗弯曲应力时，蒸汽对叶片作用力的方向几乎是这个方向，作用力最大.

切向振动容易发生且比较危险，特别关注低频的A_0、B_0、A_1型.

③ 叶片自振频率的计算公式及具体含义.

$$f = \frac{(kl)^2}{2\pi}\sqrt{\frac{EI}{ml^3}} = \frac{(kl)^2}{2\pi}\sqrt{\frac{EI}{\rho A l^4}}$$

其中，$k^4 = \frac{\rho A}{EI}\omega^2$ kl可查.

l—叶片长度

m—质量 $m=\rho A l$.

E—弹性模量（叶片材料）.

I—叶片的惯性矩

A—叶片的横截面积.

④ 叶片自振频率的两项修正（温度修正和根部牢固修正）分别有何影响.

推导叶片自振频率时作出过假定：

1. 假设叶片根部刚性固定在叶轮.
2. 不计叶片振动弯曲时剪力对振动的影响.
3. 没有考虑工作温度的影响.
4. 没有考虑转速的影响.

1、2用叶根牢固修正系数修正，3用温度修正系数修正

4提出动频率的概念.

温度修正

弹性模量E随温度升高而降低，t↑，E↓，f↓

修正方式如下：

① 根据叶片的工作温度，查该温度下的弹性模量

② 引入温度修正系数 $K_t=\sqrt{\frac{E_t}{E_{20}}}$ （E_t — 工作温度下，E_{20} — 常温下）。

叶根牢固修正：

推导公式时边界条件为根部完全固定，$y=0$，$\phi=0$，$\frac{dy}{dx}=0$

叶根振动的影响，一是叶片根部刚度减小，二是叶片的振动再从叶根部截面上传出，要延伸到叶根中，相当于叶片振动部分的长度增加，参与振动的质量增大，使f变小

所以 f↓

修正方式：引入柔度 $\lambda=\frac{l}{i}$，叶片根牢固系数 $K=f/f_A$。

(1) l↑，i↓，λ↑，则叶根牢固程度的影响越小，K↑，固振频率实测值与计算值越接近。

(2) 当叶片较长，由于趋于饱和，K=0.85，所以根部固定对f影响不大

(3) 不同振型的修正系数不同。

四 动频率的计算公式及含义：

~~静~~ 动频率：考虑叶片离心力后的叶片振动频率。

$$f_d^2=f^2+n^2B_t$$

B_t — 动频系数

f_d — 叶片动频率

f — 叶片静频率。

(4) 围带、拉金对叶片组自振频率的影响.

安装围带或拉金，则边界条件不同，使本来处于自由状态的叶顶，叶身要受到围带或拉筋的作用，分两方面：

1. 围带拉金弯曲变形 — 反弯矩 — 提高抗弯刚度 — 提高f

2. 围带拉金有质量 — 惯性 — 降低f.

汽轮机转子寿命.

(1) 转子寿命损耗组成.

1. 由运行中金属温度变化所导致的低周疲劳寿命损耗和材料高温蠕变寿命损耗组成.

2. 疲劳破坏是主要失效形式.

(2) 转子寿命管理

根据转子寿命损耗的情况，制订合理的运行方式，使机组在整个服役期内科学控制转子寿命的损耗，保证机组的运行安全.

(3) 机组的设计使用寿命. 30年.

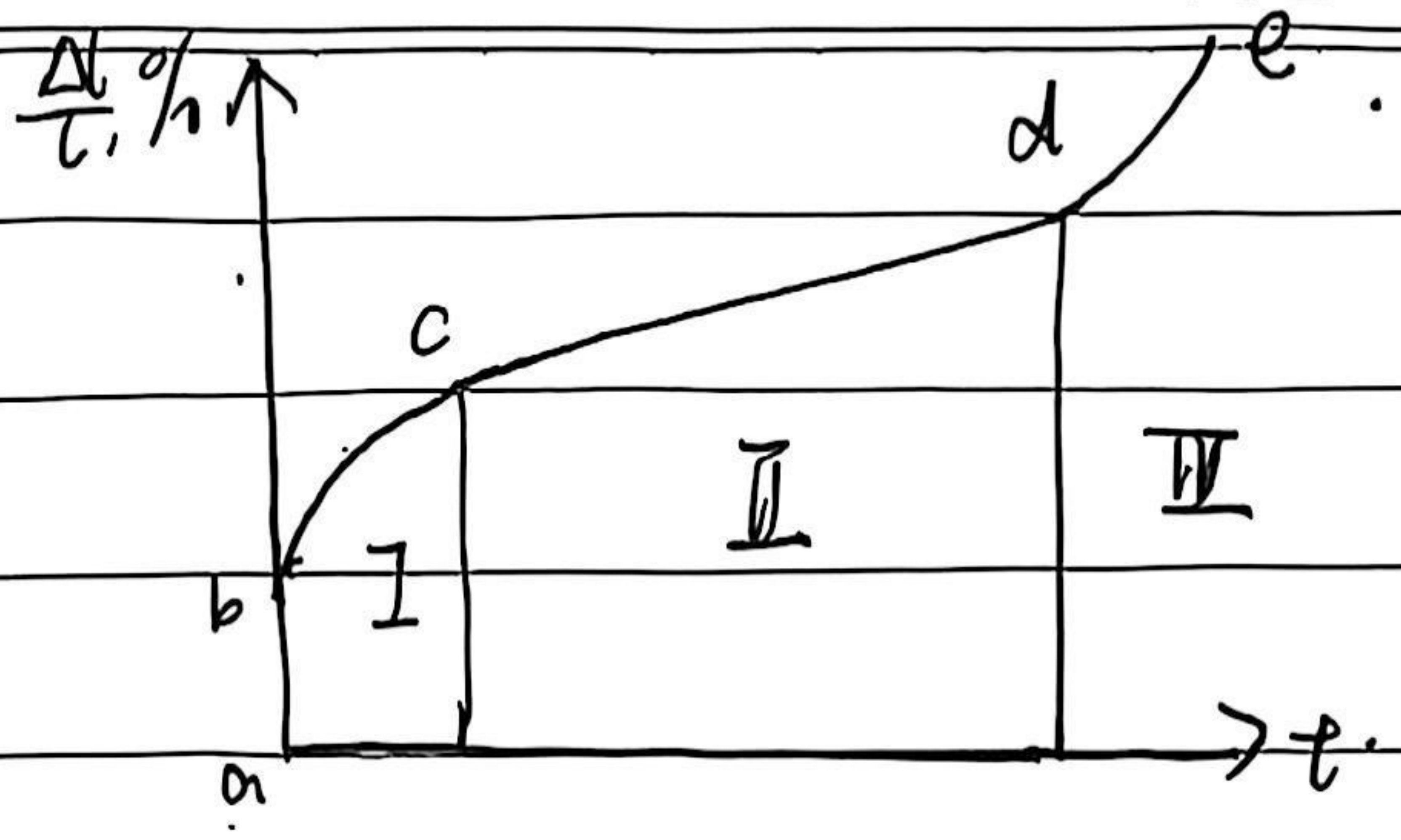
汽轮机零部件安全准则.

(1) 高温蠕变、耐振强度.

1) 在一定温度下受力构件随时间增长而缓慢地产生塑形形变的现象叫作蠕变.

(2) 材料发生蠕变的最低温度称为蠕变温度.

(3) 蠕变曲线.



I: 蠕变开始阶段

II: 均匀蠕变阶段

III: 蠕变断裂.

ab — 无蠕变;

bc — 蠕变的非稳定状态

cd — 蠕变的稳定阶段. 斜率称作稳定蠕变速度.

de — 蠕变加速阶段, e点发生断裂.

(4) 蠕变速度和蠕变极限.

1) 蠕变曲线选取许用应力困难十分耗时, 使材料的很费大, 成本增加. 工程上常用蠕变极限或蠕变速度作为材料抗蠕变性能的依据.

蠕变极限的两种定义:

1. 在给定温度下, 引起规定形变速度的应力值. (此处形变速度指稳定蠕变速度).

例: 取变形速度为 $1\times10^{-5}\%/h$, 相应地, 以 $\sigma^{t}_{1\times10^{-5}}$ 代表工作温度 t 下使蠕变速度对应的应力极限 (MN/m²)

2. 在给定温度下和规定的使用时间内, 使试件发生一定量总蠕变的应力值.

稳定蠕变速度可用经验公式表示:

$$v_c = A\sigma^B.$$

或 $\lg v_c = \lg A + B\lg\sigma$.

其中, A. B 为与试验温度. 材料有关的常数.

耐振强度：材料承受动静载荷（无限次应力循环）的最大应力幅~~值~~值.

②调频叶片和不调频叶片定义.

调频叶片：叶片不允许在共振条件下长期运行，必须使叶片的自振频率与激振力频率及整数倍避开一定安全范围.

不调频叶片：由于采用合理的结构材料及阻尼，叶片能在共振条件下长期安全运行，无需将自振频率与激振力频率调开.

③安全倍率 A_b 的计算公式.

$$A_b = \frac{\sigma_a^*}{\sigma_{s,b}}$$

其中，σ_a^* — 材料的耐振强度

$\sigma_{s,b}$ — 蒸汽作用力产生的静弯曲应力.

④不调频叶片的安全准则. ~~[illegible]~~.

<1> 安全倍率 A_b 大于一定的数值.

<2> 影响材料耐振强度 σ_a^* 的因素.

1、介质腐蚀修正系数 k_1.

蒸汽中带盐分，这些盐分以较高浓度的溶液状态停留在叶片表面时，可能对材料产生腐蚀，降低耐振强度.

蒸汽湿度较大区域（$X<0.96$）：$K_1=0.8$

过热区：$K_1=1$

过渡区：$K_1=0.5$

2. 叶片表面质量修正系数 K_2：

{ 抛光叶片不作修正：$K_2=1$.
  表面镀铬叶片，易产生龟裂：$K_2=0.8$

3. 应力集中修正系数 K_3：

K_3 按截面过渡处圆角大小而定

一般取 $K_3=1.1\sim1.4$，拉金孔处 $K_3=3.0$.

4. 尺寸修正系数 K_d：

当叶型最大厚度大于6mm，σ_a^* 降低，用 K_d 修正，叶片厚度增加，K_d 下降.

5. 通道修正系数 K_4：

汽轮机运行形成水垢，使通道有效面积偏小，蒸汽流速增加，蒸汽引起的弯应力增大.

{ 过热区域或蒸汽过渡区：$K_4\approx1.1$
  湿蒸汽区：$K_4=1$.

6. 成组影响系数 K_μ.

成组系数 μ 的计算与激振力型式有关

{ 第一类：$\mu=\sin\left(z\frac{k\pi}{z_b}\right)/\left(z\sin\frac{k\pi}{z_b}\right)$
  第二类：$\mu=\sin\left(z\frac{z_n\pi}{z_b}\right)/\left(z\sin\frac{z_n\pi}{z_b}\right)$

$K_\mu=\frac{1+\mu}{2}$

{ $\mu<0.2$，$K_\mu=0.2$
  $\mu>0.2$，$K_\mu=\mu$

7. 流场不均匀修正系数 K_5.

$K_5=0.8\sim1.1$

(3) 不调频叶片的安全准则，

$$A_b=\frac{K_1K_2K_d}{K_3K_4K_5K_\mu}\cdot\frac{\sigma_a^*}{\sigma_{s,b}}=\beta n_s.$$

需要 $A_b\geq[A_b]$.

⑤调频叶片的安全准则.

(1)避开危险的共振区 ⇒ 采用频率避开值 δf.

δf 包括两部分 { 保证一定的[A_b]应具有的理论避开值,
考虑到叶片运行后动频率的可能变化.

(2)限制非共振下的动应力 ⇒ 判别的标准采用安全倍率界限值 [A_b], 因为它根据耐振强度及动应力的关系得出, 全面地反映叶片振动状态下的受力.

[A_b]可以根据理论分析和统计得出.

(3)使 动频率 f_d 落在 激振力频率 n 的 $(k-1)$ 倍到 k 倍之间.

~~⑥叶片的调频手段.~~

2.1)第一种调频叶片

切向A_0型自振频率 f_d 调开与低频激振力 kn 的共振调频要求.

$$\begin{cases} f_{d1} - (k-1)n_1 \geq 7.5\,\mathrm{Hz}. \\ kn_2 - f_{d2} \geq 7.5\,\mathrm{Hz}. \end{cases}$$

(f_{d1}为最低实际动频率, f_{d2}为最高实际动频率)

2.2)第二种调频叶片.

切向B_0型振动频率调开与高频激振力 zn 的共振频率避开率要求:

$$\begin{cases} \delta f_1 = \dfrac{f_{s1} - zn}{zn} \times 100\% \geq 15\% \\ \delta f_2 = \dfrac{zn - f_{s2}}{zn} \times 100\% \geq 12\% \end{cases}$$

(f_{s1}为最低自振频率, f_{s2}为最高自振频率).

δf_1 比 δf_2 大3%是考虑到叶片运行后由于蠕变温度, f_{s1}会有所

扫描全能王
3亿人都在用的扫描App

⑥叶片的调频手段(主要为改变质量与刚度).

①在拉金或围带与叶片的连接处加焊，增加牢固性与固定刚度，提高自振频率.

②改变成组叶片的叶片数。增加组内的叶片数，可增加每一叶片所分担的围带和拉金的反弯矩，因而使自振频率增加。但当组内叶片数足够多时，影响较小.

③当叶片较厚时，可从叶片顶部径向钻孔，减小叶片质量，提高叶片自振频率.

④加装拉金和围带，同时改变振动系统质量与刚度。围带安装良好时，可不产生A₀型振动只产生B₀型振动，提高了自振频率。加装拉金在1.6l处使叶片A₀型自振频率增加较多，加装拉金在0.8l处使A₁型自振频率增加较多.

⑤有时也重新设计隔板，调整喷嘴数，改变激振力频率.

⑦叶片常用的材料.

1Cr13. 用于450~475℃.

2Cr13. 用于400~450℃，2Cr13含碳量高，室温强度及硬度都较高，用于应力较大的级，但因碳与铬形成碳化物，使固溶体中含铬量相对减少，因此抗水侵冲蚀性能不足，用作最后几级叶片时需作表面处理.

Cr11MoV 用到550℃

Cr12WMoV 用到580℃ 屈服强度较高，耐腐蚀性能好，高温级/大机组的叶片

~~2Cr12WMoV~~ 2Cr12NiMo1W1V 用于亚临界汽轮机叶片

Ni-Cr-Co基合金R-26 用于超临界汽轮机叶片，进汽温度达566℃

扫描全能王
3亿人都在用的扫描App

NO Date: . .

第九章.

汽轮机控制系统的任务和系统组成.

⑴ 控制(调节)系统的任务.

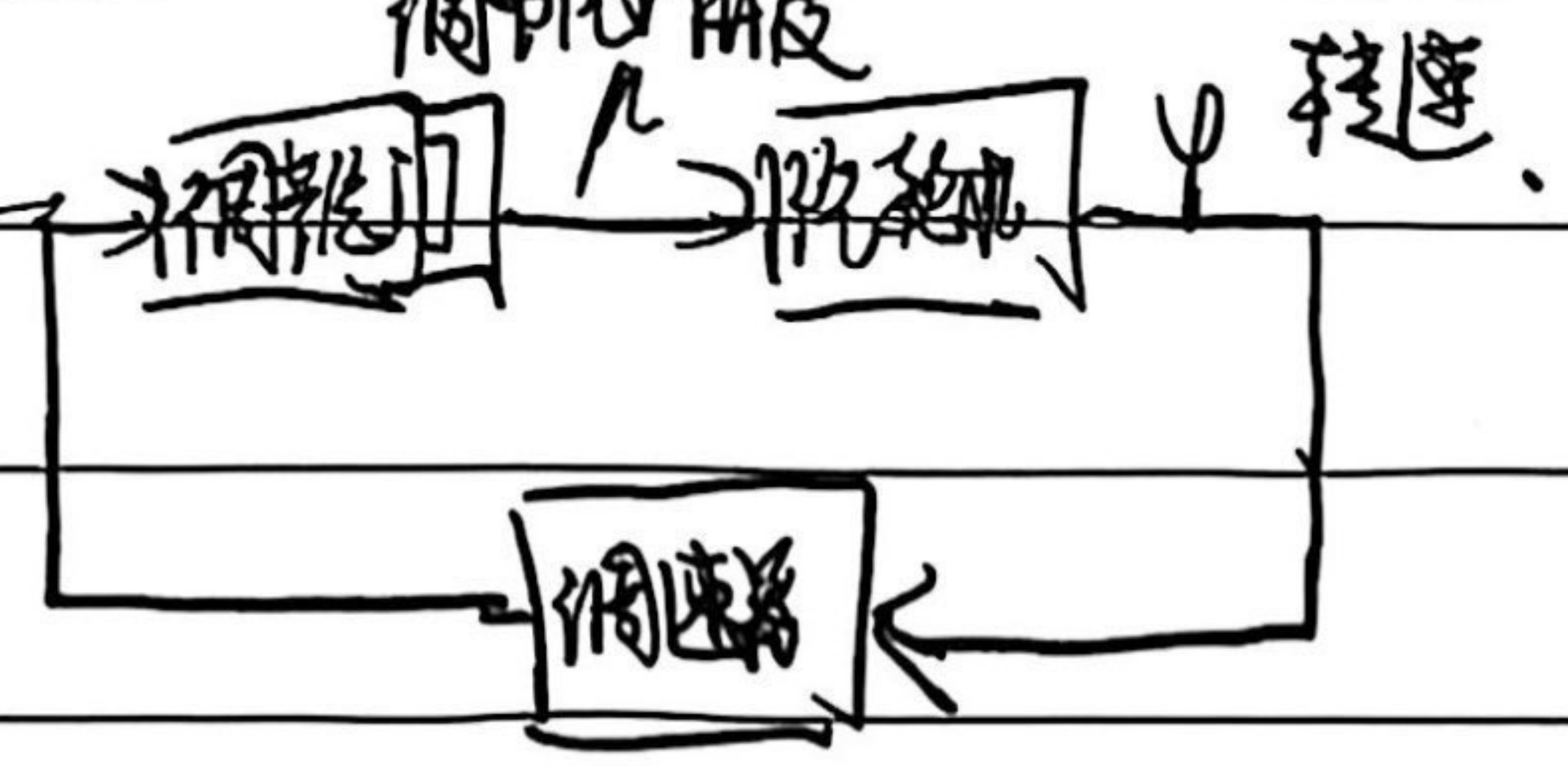
⑴ 及时调节汽轮发电机组所发功率，以满足用户数量上的要求

⑵ 调节汽轮机转速，维持在允许的工作范围内

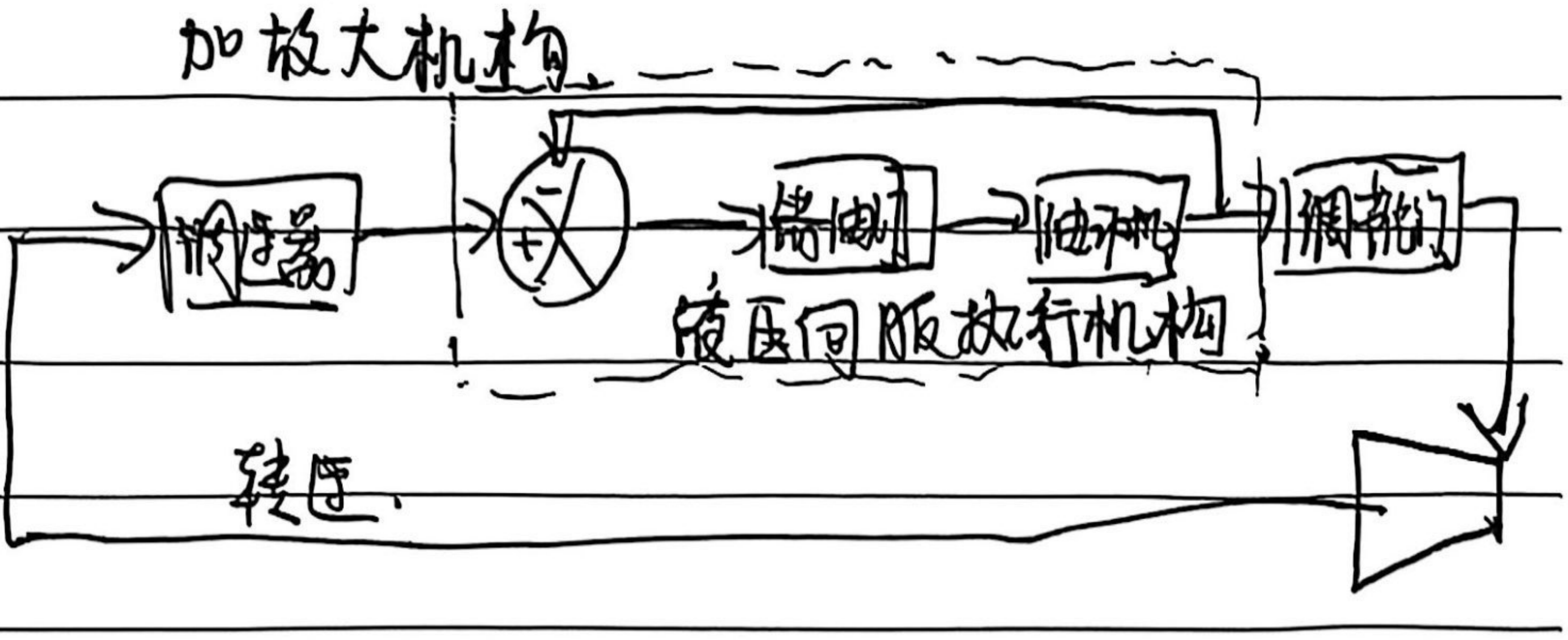
⑶ 在危急事故工况下，快速关闭调节汽门或主汽门，使机组维持空转或快速停机.

⑵ 控制系统的基本原理. 器

直接调节：调节汽门由调速蓄本身直接带动



间接调节：由于调速器能量有限，一般汽门直接带动中间加放大机构.



原理分析：~~转速~~

外界负荷减少，转速n上升 → A上升 → 错油门滑阀上升 → 压力油进入油动机上部，油动机下部回油形成压差 → 油动机活塞下移 → 调节汽门下移 → 汽轮机功率减小

同时油动机活塞下移 → B下移 → 错油门滑阀下移 → 滑阀居中，活塞停止运动，达到新的平衡状态，

③控制系统的基本组成、作用，

基本组成：

<1> 转速感受机构：

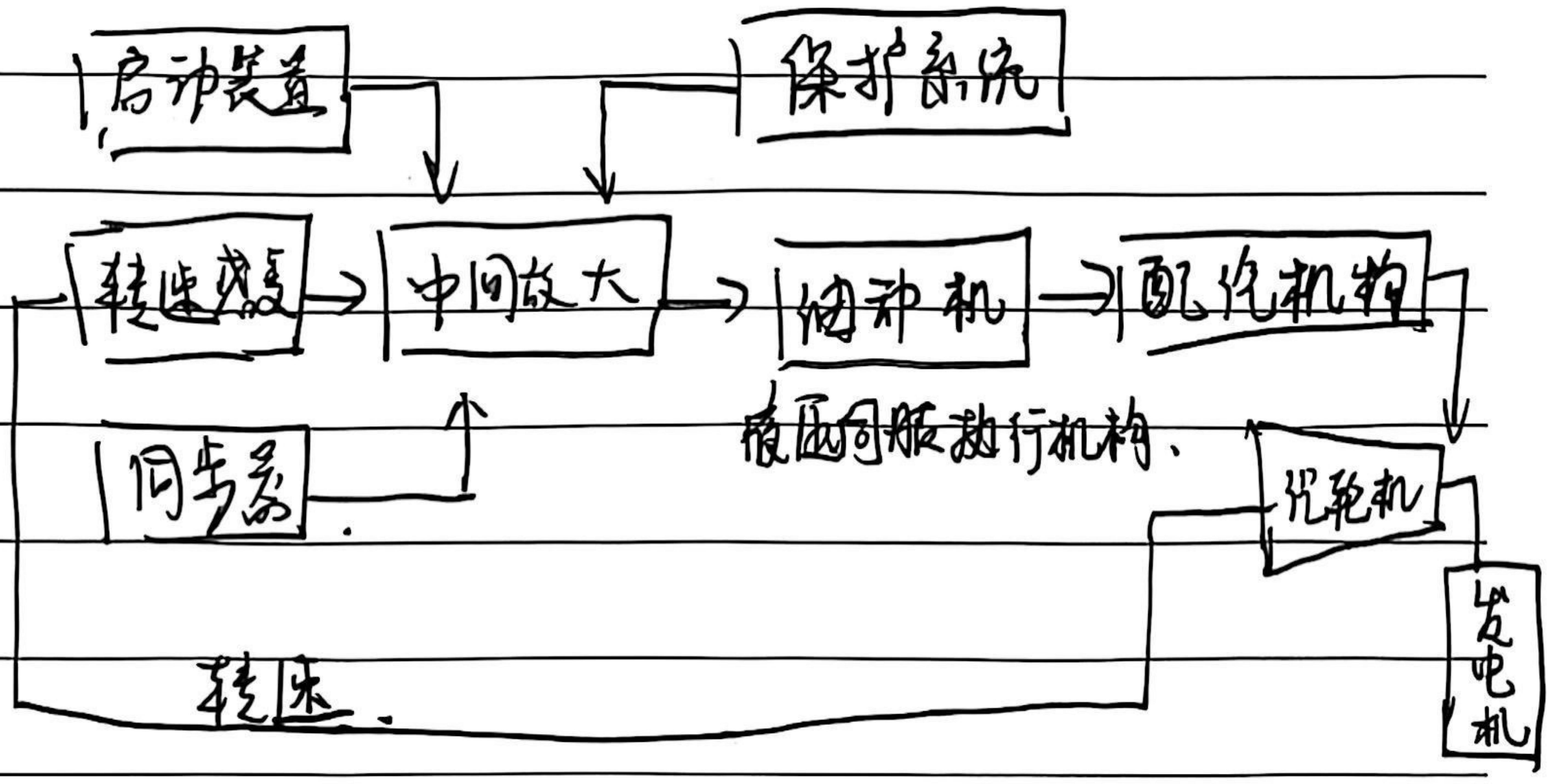
作用：感受汽轮机转速的变化，并将其转换成其他物理量变化

<2> 传动放大机构：

作用：把转速感受机构来的信号进行放大，然后带动配汽机构进行调节，包括错油门、油动机，传动放大机构反馈杠杆等。

<3> 配汽机构：

作用：接受传动放大机构的控制，通过改变阀门开度，改变进汽量和蒸汽焓值，以改变汽轮机功率，使之与外界负荷相适应。



汽轮机机械液压调节系统：

① 转速感受器

<1> 转速感受器类型

作用：感受汽轮机转速的变化，并转换成相应的物理量输出，以供后面传动放大之用。

类型：{ 机械位移 — 机械式
油压变化 — 液压式
电压变化 — 电气式
电脉冲变化 — 电气式.

<2> 旋转阻尼器的工作原理和特点

工作原理：来自主油泵的压力油经针形阀节流后进入阻尼管外的油室A，经阻尼管排出。当阻尼器同主轴一起旋转时，产生一个离心力，与转速平方成正比，当A室油压与阻尼管内油柱离心力相等时，有 $p_1 - p_2 = kn^2$，油压 p_1 可反映转速 n 的变化。

特点：当转速在额定转速附近变化时，n 与 p_1 近似成直线。

<3> 径向钻孔泵的工作原理和特点.

工作原理：根据离心泵的工作原理，在油泵出口阻力不变时，泵轮的进出口油压差和转速的平方成正比。出口油压为：$p_2 = p_{10} + (p_{20} - p_{10})\frac{n^2}{n_0^2}$

出口油压变化值为：$\Delta p = p_2 - p_{20} \approx 2(p_{20} - p_{10})\frac{\Delta n}{n_0}$

CS 扫描全能王
3亿人都在用的扫描App

ΔP 与 Δn 近似成正比，用油泵出口油压变化反映转速变化，油压变化比例比转速变化比例扩大一倍。

优点：1. 结构简单，工作可靠

2. 泵的特性曲线平坦，ΔP随流量增加略有下降；在工作油量的变化范围内，ΔP只是转速的函数，与油量无关，准确性高。

缺点：1. 油压有时发生低频周期性波动，引起调速系统的晃动，可通过在出口加装稳定阀网来稳住油泵的出口压力。

2. 泵的效率比较低。

(4) 高速弹性调速器的工作原理和特点。

工作原理：在额定转速下，重锤的离心力与弹簧的拉力相平衡，弹簧板处于一个稳定的形状，前端的调速块处于设计位置。当转速升高时，重锤离心力增加，克服弹簧的约束力向外移，使弹簧变形发生变化，右移ΔZ距离正比于转速变化。

优点：1. 调速器工作基于弹簧板的弹性形变，灵敏度高。

2. 可直接与主轴相连，体积小，结构简单

3. 工作转速从零开始，亦称全速调速器。

缺点：制造工艺要求高，损坏后维修难，弹簧板运行

(5) 机械超危急保安器的工作原理.

转子轴端内，径向安装质心与转子旋转中心偏离的偏心体(飞锤或飞环)，被弹簧预紧力压紧在塞头或套筒的端面上.

在达到某个转速时，偏心体上的预紧力与离心力相等，此时处于临界状态；转速只要稍作增加，离心力就大于弹簧力，而偏心体向外移动，偏心距增大，促使偏心体向外飞出的作用力进一步增大，因而偏心体快速飞出，撞击在危急遮断错油门的门杆上，发出动作信号.

② 中间放大器.

(1) 波形筒一碟阀放大器的工作原理 (配旋转阻尼器)

平衡杠杆受4个力：
- 2个弹簧作用力
- 1次油压 ~~靠碟阀建立~~，通入波纹筒向上作用
- 2次油压靠碟阀建立，高压油由节流阀流入碟阀由间隙流出、间隙S大，泄油量增加，二次油压P_2降低、通过碟阀面积向上作用力减小.

$$P_2 = \frac{1}{(\text{系})^2+1} P_0.$$

通过杠杆放大，由~~碟阀~~波形筒 → 碟阀.

（2）调压器滑阀的工作原理（配径向钻孔泵转速感受器）

{ 断流式
  节流式.

一次油压 → 泄油孔径/泄油口大小，

（3）随动滑阀放大器的工作原理（配高速弹性调速器）

n↑ → 挡油板右移 → s↑ → a_3↑，排油量↑

→ p_2↓，$p_1A_1 > p_2A_2$，滑阀右移 → s↓

→ a_3↓，→ 排油量减小 → p_2↑.

四 液压伺服执行机构.（功率放大以驱使调速汽阀）.

（1）滑阀、油动机的类型和作用、

断流式滑阀控制：双侧进油、单侧进油、

节流式滑阀控制：单侧进油、随动滑阀.

（2）油动机的两个技术指标：提升力和时间常数.

减小时间常数的有效措施.

{ 提升力：用于衡量油动机提升力大小.
  时间常数：用于衡量油动机动作的快慢，开关要求迅速，特别是关闭.

时间常数：$T_m = \frac{m_{max}A_m}{Q_{max}} = \frac{m_{max}A_m}{n b_s S_{max}\mu\sqrt{\frac{2}{\rho}(p_0-p_d)}}$

减小措施：

1. 减小活塞作用面积 A_m — 影响提升力
2. 减小活塞行程 m_{max} — 受调节汽阀开启大小相关
3. 加大滑阀油门宽度 b_s — 受滑阀强度控制
4. 增大滑阀最大行程 S_{max} — 关系运行时达到 S_{max} 时间长
5. 增大进油压力 p_0 — 首先有利于减小 T_m，同时增大提升力，反而作

<3> 断流式单侧进油油动机的工作原理.

油动机下部充满压力油 p_0，上部为弹簧力.

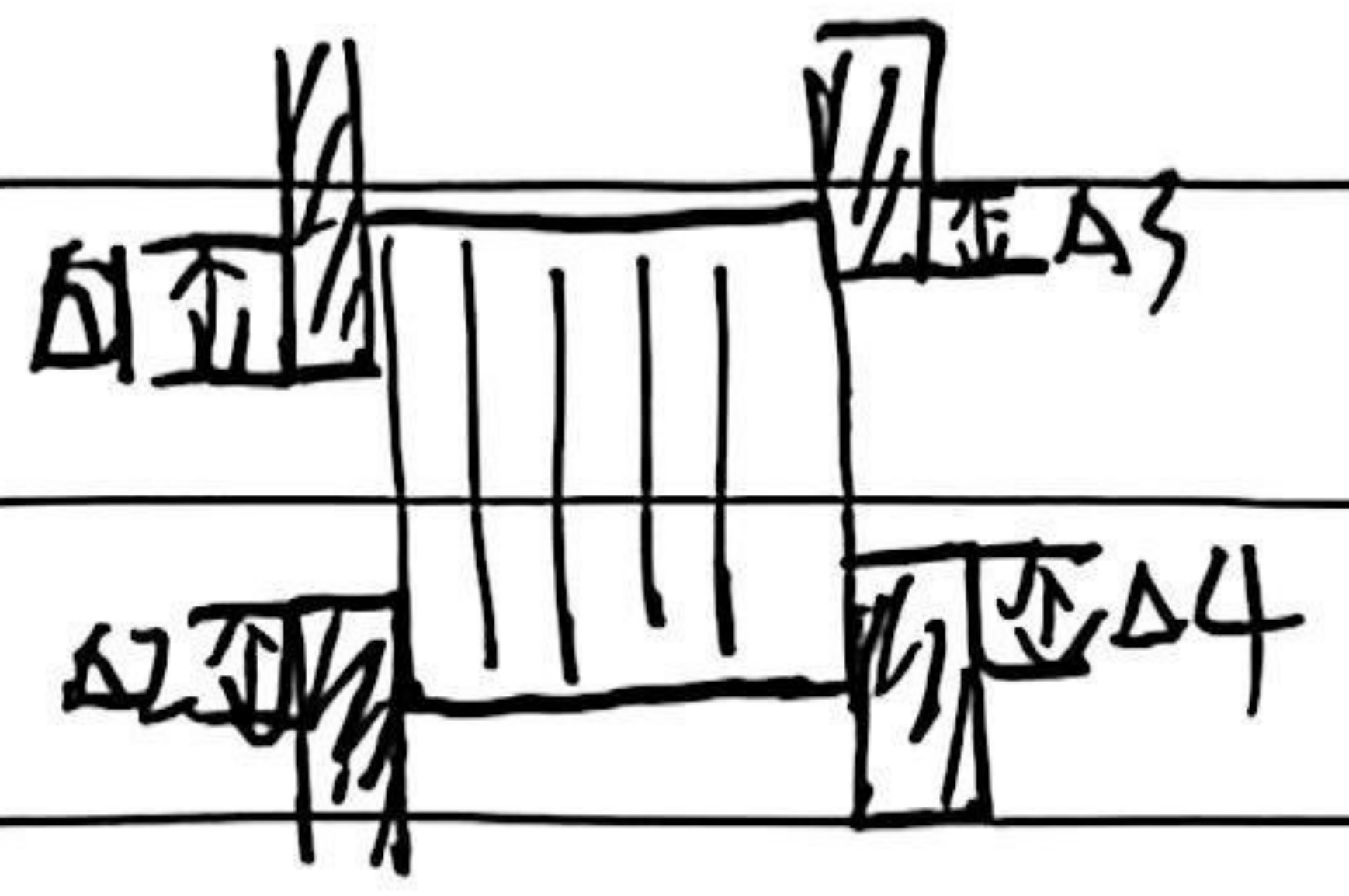
p_0 ↑ → 活塞上移，p_0 ↓ → 活塞下移.

工作动作；

外界需求功率 ↑ → 汽机 n ↓ → 滑阀下移 → 压力油进入油动机下部 → 活塞上移 → 汽门开大 → 功率 ↑ → 杠杆反馈后滑阀居中.

<4> 滑阀盖度定义及盖度对调速系统的影响.

盖度：凸肩大于油口高度值的一半.



如图中的 Δ1、Δ2、Δ3、Δ4.

影响：① 有利：免除调速系统受到轻微晃动的影响

② 不利：降低调速系统灵敏性.

<5> 节流式滑阀油动机的工作原理.

转速 n ↑ → 油压 p_1 ↑ → 滑阀上移 →

油口 a_{in} 减小 → p_x ↑.

④ 配汽机构.

<1> 喷嘴调节时，调节汽门采取重叠度的原因.

若利用喷嘴依次开启来调节，流量曲线是一条折线，不符合运行要求. 采取重叠度，可使流量曲线是一条光滑连续曲线，总阀门升程减小，油动机行程减小.

扫描全能王

〈2〉调节汽门的流量特性，提升力特性.

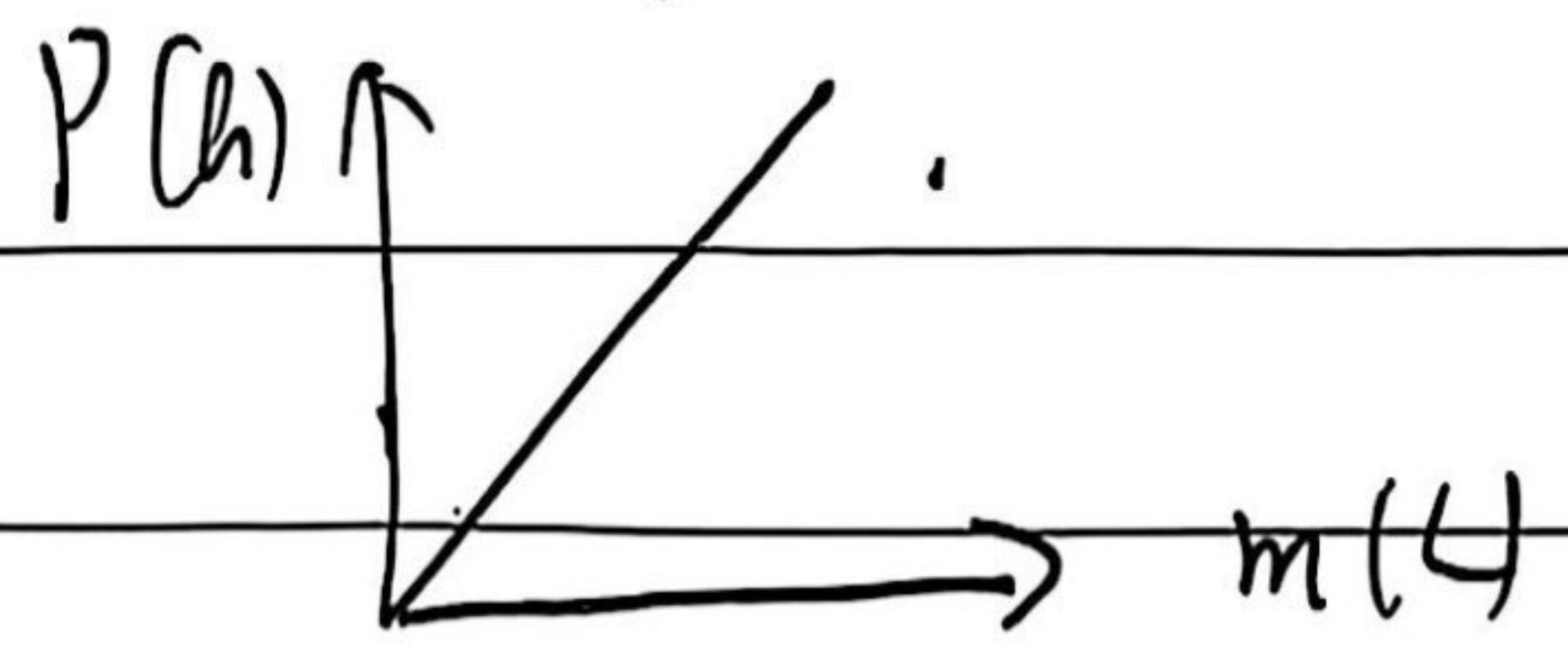
流量大小与阀门结构及蒸汽参数有关（P265）

提升力特性与汽门前后蒸汽压力、阀门结构有关（P266）.

〈3〉配汽机构的静态特性.

定义：指在各个稳定工况下，油动机的开度m和汽轮机发出的功率P之间的关系.

活塞位移m与阀门开度L一一对应 → 在初参数一定时，汽轮机的功率P与流量G对应，因此将阀门开度－流量的曲线换一下坐标与单位就是静态特性线.



四 典型机械液压调节系统.

- 旋转阻尼机械液压型
- 径向泵全液压型
- 高速弹性调速器机械液压型.

汽轮机控制系统的工作特性.

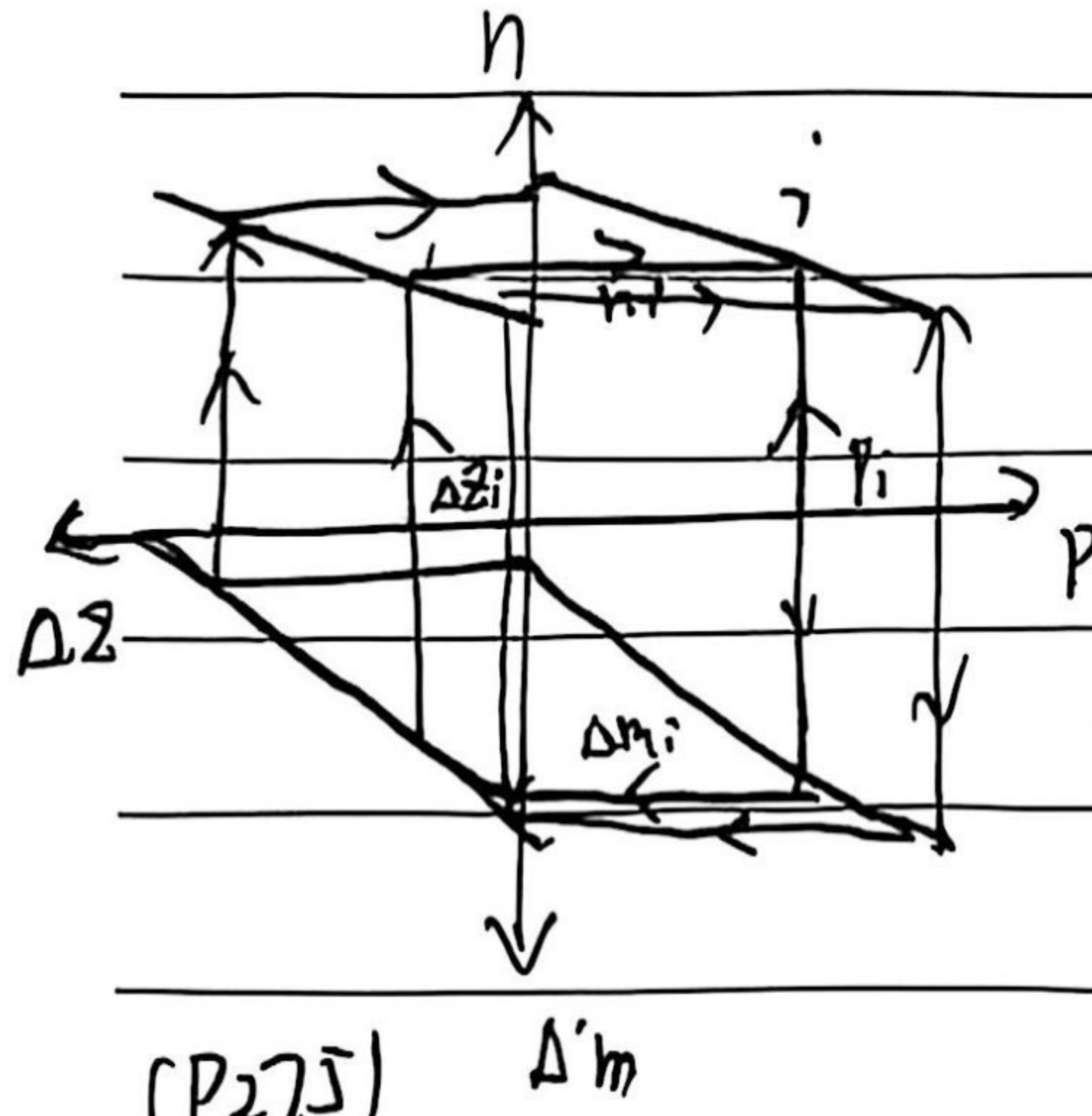
(一) 静态特性曲线定义，四象限图.

将额定参数工况下汽轮机功率与转速之间的对应关系称为控制系统的静态特性.

~~四象~~

NO Date: . .

四象限图：第Ⅱ象限表示转速感受机构特性图、为转速n与滑环位移ΔZ的关系、n↑，ΔZ↑，$\Delta Z=f_n \Delta n$.



第Ⅲ象限表示传动放大机构特性，为滑环位移ΔZ与油动机活塞行程Δm之间的关系，ΔZ↑，Δm↓，$\Delta m=f_m \Delta Z$.

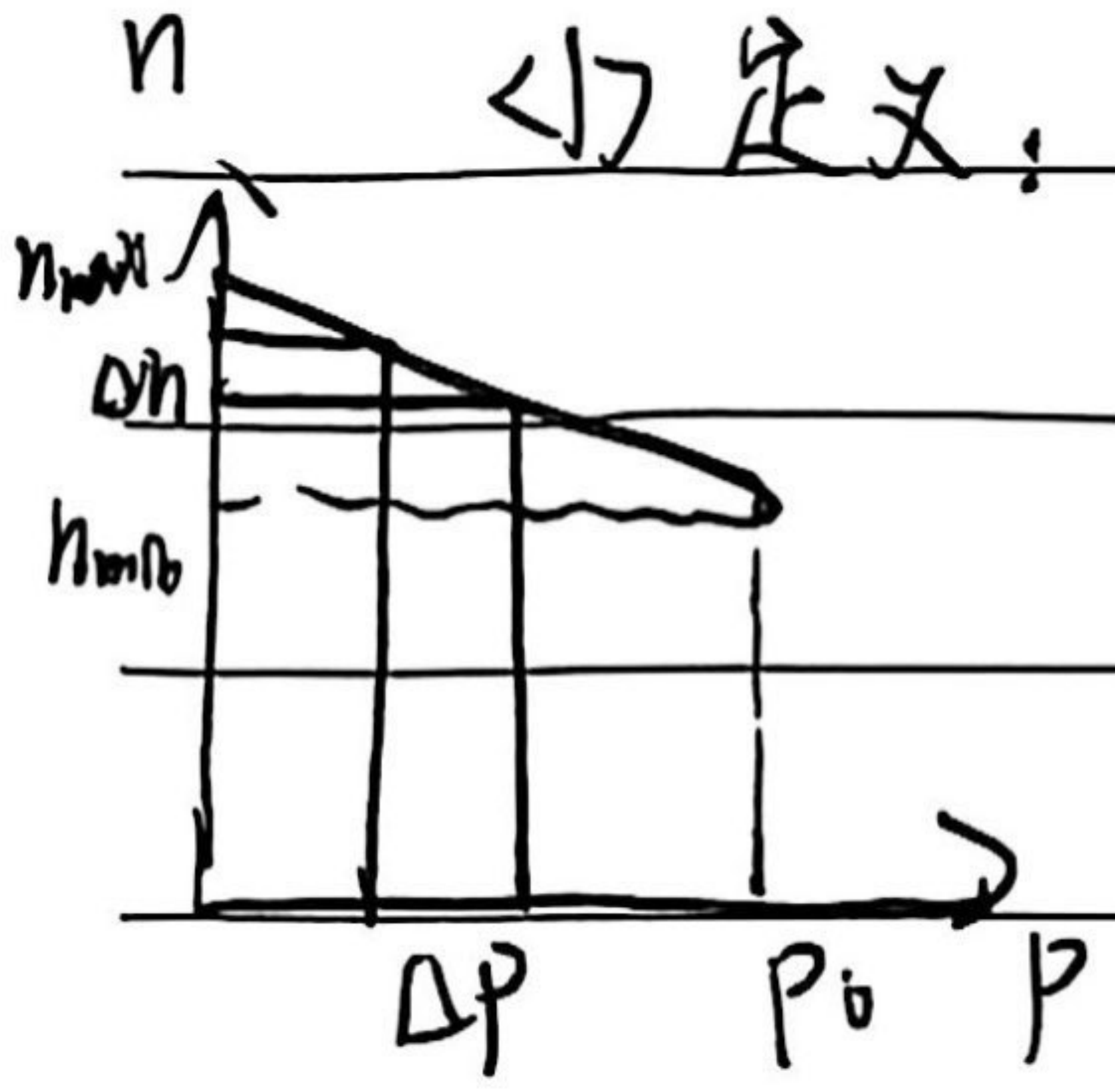
第Ⅳ象限表示配汽机构特性，为油动机活塞行程Δm与功率P的关系，Δm↓，P↓，$\Delta P=f_p \Delta m$

(P275).

第Ⅰ象限为调节系统静态特性。

② 速度变动率定义及对运行的影响，速度变动率的上下限及原因分析。

<1> 定义：$\delta=\frac{n_{max}-n_{min}}{n_0}\times100\%$.



其 $n_0=\frac{n_{max}+n_{min}}{2}$

n_{max}：一空载时最大转速

n_{min}：一额定负荷时最小转速。

<2> 四方图中：$\frac{\Delta P'}{P_0}=-\frac{1}{\delta}\frac{\Delta n}{n_0}=-\frac{1}{\delta}\varphi$.

汽轮机功率：$P=(1-\frac{\varphi}{\delta})P_0$.

<3> 对机组影响：①由上式得知速度变化率越大，单位转速变化所引起的功率改变就越小，

②每台机组承担的功率变化与机组额定功率成正比，与机组速度变动率δ成反比、

<4> 上下限及原因分析：

1. δ决定了甩负荷时的动态超速。

根据试验，转速飞升的最高转速是δ的1.5倍。δ太大，调节系统甩负荷后的稳定转速过高，有可能超过危急保安器的动作转速，不利于机组安全和甩负荷后重新并入电网带负荷

另一方面δ太大，使机组参与电网一次调频能力下降，

$\delta \le 6\%$（上限）.

2、δ决定了机组运行时工况的稳定性.

δ不能太小，否则转速波动会产生很大的负荷波动，使动态特性稳定性下降.

也会影响机组的安全.

$\delta \ge 3\%$（下限）

③ 一次调频和二次调频.

一次调频：调速系统自行动作后，通过转速的微小变化来改变机组负荷，以适应外界需要，从而维持电网频率尽可能稳定的能力.

二次调频：通过同步器改变各台机组的功率，使电网总功率符合外界需要，同时维持电网频率在额定范围之内。这种利用同步器调整并列运行机组的负荷，以维持频率稳定的方式称作二次调频.

④ 迟缓率产生的原因及对运行的影响：

(1) 产生原因
- 摩擦
- 间隙
- 滑阀重叠度（盖度）.

〈2〉定义：在同一功率下，升速过程和降速过程的转速偏差 $\Delta n = n_1 - n_2$ 与额定转速 n_0 之比。

$$\varepsilon = \frac{|n_1 - n_2|}{n_0} \times 100\% = \frac{|\Delta n|}{n_0} \times 100\%.$$

〈3〉ε对运行的影响：

1. 迟缓现象的存在，破坏了静态特性曲线中转速和功率的一一对应关系。这个区域中，调节系统不能正确进行转速与功率的控制。

单机供电时，假定P不变，转速会发生波动 εn_0，即频率发生波动而无法控制。

并列供电时，转速由电网频率决定，功率发生波动ΔP，无法控制。

2. ε与δ关系。

$$\frac{\Delta P}{P_1} = \frac{\varepsilon n_0}{\delta n_0} \Rightarrow \Delta P = \frac{\varepsilon}{\delta} P_1.$$

⑤ 同步器的功能。

〈1〉调节同步器，可使调节系统的静态特性曲线，按照运行需要进行平移。

〈2〉具体作用：

1. 单机运行时，功率由外界负荷决定，同步器可以在满足功率要求的同时满足转速要求，即保证机组在任何稳态负荷下转速维持在额定值

2. 并列运行时，转速由电网频率决定，通过同步器可以进行二次调频。

扫描全能王
3亿人都在用的扫描App

3. 启动时控制机组转速。并网前机组功率为零，通过同步器移动静特性线，相当于改变汽轮机组的转速，当转速与外界电网频率同步时，可以并闸合网。

③ 控制系统的动态特性指标

稳定性：常用稳定裕度来判别

动态超调量：$\sigma = \frac{\varphi_{max}-\delta}{\delta} \times 100\%$

静态偏差：$\varphi(\infty) = \delta$

过渡过程的调整时间T：$|\varphi(t) - \varphi(\infty)| \le \Delta$

中间再热蒸汽汽轮机的调节

① 再热机组为何出现功率滞后现象.

中间再热机组的功率由高压缸功率P_H、中低压缸功率P_{I+L}组成，一般P_H能随阀门开大突然增大而P_{I+L}只能随中间再热容积压力提高、流量增大而增加

中间再热容积很大，再热压力靠高压缸的流量增加而缓慢提高，中低压缸功率P_{I+L}的增加也十分缓慢.

中低压缸功率P_{I+L}占全机功率的多数，造成功率滞后，降低了一次调频能力

② 中间再热机组控制系统特点. P287.

1. 再热器及再热蒸汽管道容积的影响.

2. 中间再热机组的功率滞后.

3. 机、炉运行的相互配合.

㊂ 旁路有什么作用？有哪些种类？

作用：1. 甩负荷时锅炉超压，将超压蒸汽释放至大气会造成噪声污染与经济损失.

2. 低负荷时锅炉产汽量与汽机耗汽量不相等.

3. 再热器低负荷时的冷却

4. 极热态启动时再热蒸汽开退设.

种类 { 小旁路
大旁路

㊃ 机炉协调控制问题？如何实现机炉协调控制.

<1> 调节系统连线上：

外界负荷变化的信号同时送给锅炉、汽机，主蒸汽压力的信号送给锅炉.

<2> 控制方式上：

1. 负荷变化开始阶段改变调节汽阀开度，利用锅炉的蓄热进行一次调频、

2. 负荷变化信号同时送到锅炉，锅炉可以在主蒸汽压力变动之前提前调节，及时改变蒸汽量.

3. 主蒸汽压力信号接到锅炉，维持主蒸汽压力尽可能不变.

汽轮机的数字电液控制系统.

DEH的基本功能与特点.