

(京)新登字115号

内 容 提 要

本书是与热能动力类专业《汽轮机原理》教材相配的辅助教学用书,着重介绍火电厂汽轮机级的热力计算、变工况核算,以及汽轮机零部件的强度、振动计算等内容,较为典型的题目都作了详细题解。

本书为高等学校电厂热能动力工程专业《汽轮机原理》课程的辅助教材,也可供有关专业师生和工程技术人员参考。

高等学校教材

汽轮机习题集

南京工学院 康松 主编

*

水利电力出版社出版

(北京三里河路6号)

新华书店北京发行所发行·各地新华书店经售

北京市京东印刷厂印刷

787×1092毫米 16开本 16.25印张 363千字

1988年6月第一版 1994年6月北京第三次印刷

印数13011—17660册

ISBN 7-120-00311-9/TK·53

定价7.50元

前 言

本书是根据1983年在杭州浙江大学召开的高等学校热能动力类专业汽轮机编审小组扩大会议所拟定的《汽轮机习题集》编写大纲编写的，是与热能动力类专业《汽轮机原理》教材相配的一本辅助教学用书。

全书共分七章，着重介绍了汽轮机级的热力计算，变工况核算，强度、振动计算等内容。每章中较为典型的题目都作了详细题解，此外为方便学生自学，每题后都附有参考答案。

本书由南京工学院康松同志，华中工学院吴玉兰、冯慧雯同志，东北电力学院金国华同志共同编写，并由南京工学院康松同志担任主编。全书由西安交通大学阮金佑同志主审。

本书选题以南京工学院、华中工学院、东北电力学院三校为主，也参考了其它兄弟院校的有关资料，特此致谢。

由于水平所限，书中难免出现诸多错误，请读者批评指正。

编者

1987年2月

目 录

前言

第一章 汽轮机级的工作原理.....	1
第二章 多级汽轮机	69
第三章 汽轮机在变工况下的工作	90
第四章 供热式汽轮机	149
第五章 汽轮机的凝汽设备	157
第六章 汽轮机零件强度与振动	178
第七章 汽轮机的调节.....	222
附录 计算中常用曲线、图表	248
1. ψ 与 Q_m 和 w_{11} 的关系曲线图.....	248
2. 喷嘴和动叶的流量系数图	248
3. 流量比系数表	249
4. 相对漏汽量曲线图	250
5. 叶高与盖度之间的关系表	250
6. 齿形轴封的流量系数和平齿轴封的修正系数图	251
7. 叶轮反动度计算线图	252
8. 渐缩喷嘴流量网图	253
9. k 与 $\frac{p_2}{p_0}$ 的关系曲线图($k=1.3$, $a_s=0.97$)	253
10. 高斯法计算叶片截面几何特性参数用的系数 x_i 与 A_i 表.....	254
11. 不同围带条件下叶片组的自振频率图	254

第一章 汽轮机级的工作原理

1. 质量为2.7kg的蒸汽在喷嘴中绝热膨胀, 可用热量为253.25kJ, 如果蒸汽初速为零, 试计算喷嘴出口汽流速度。若喷嘴效率为90%, 其喷嘴出口汽流速度又为多少?

[喷嘴出口汽流速度依次为433m/s和411m/s。]

2. 国产某机组在设计工况下, 第二级前的蒸汽压力 $p_0 = 6.01\text{MPa}$, 温度 $t_0 = 492^\circ\text{C}$, 喷嘴后压力 $p_1 = 5.20\text{MPa}$, 又知该级喷嘴进口汽流速度可以忽略不计, 喷嘴速度系数 $\varphi = 0.97$ 。求设计工况下第二级喷嘴出口汽流速度。
 $R = 461\text{ J/kg}\cdot\text{K}$

[喷嘴出口汽流速度为300.5m/s。]

3. 国产某机组在设计工况下第九级喷嘴前的蒸汽压力 $p_0 = 0.0623\text{MPa}$, 干度 $x_0 = 0.948$, 喷嘴后的蒸汽压力 $p_1 = 0.0333\text{MPa}$, 喷嘴进口汽流具有初速度 $c_0 = 80.4\text{m/s}$, 速度系数 $\varphi = 0.95$, 又知该级采用渐缩喷嘴, 出汽角 $\alpha_1 = 12^\circ 28'$ 。试确定喷嘴出口汽流速度的大小和方向。
查表 $h_0 = 2540\text{ J/kg}$

[喷嘴出口汽流速度为420.8m/s, 其方向角为 $12^\circ 35'$ 。]

4. 已知喷嘴进口蒸汽压力 $p_0 = 3.0\text{MPa}$, 温度 $t_0 = 450^\circ\text{C}$, 蒸汽具有初速 $c_0 = 70\text{m/s}$; 喷嘴后蒸汽压力 $p_1 = 2.0\text{MPa}$, 喷嘴速度系数 $\varphi = 0.97$ 。试计算喷嘴前蒸汽滞止参数和喷嘴出口实际速度。

[喷嘴前滞止参数: $h^* = 3338.5\text{kJ/kg}$, $p^* = 3.1\text{MPa}$, $t^* = 452^\circ\text{C}$; 喷嘴出口实际速度 $c_1 = 466.3\text{m/s}$ 。]

5*. 已知喷嘴进口蒸汽压力 $p_0 = 8.4\text{MPa}$, 温度 $t_0 = 490^\circ\text{C}$, 初速 $c_0 = 50\text{m/s}$; 喷嘴后蒸汽压力 $p_1 = 5.8\text{MPa}$ 。试求:

(1) 喷嘴前蒸汽滞止焓、滞止压力;

(2) 当喷嘴速度系数 $\varphi = 0.97$ 时, 喷嘴出口理想速度和实际速度;

(3) 当喷嘴后蒸汽压力由 $p_1 = 5.8\text{MPa}$ 降至临界压力时的临界速度。

解: 1. 求滞止参数

根据喷嘴前蒸汽状态: $p_0 = 8.4\text{MPa}$, $t_0 = 490^\circ\text{C}$, 在 $h-s$ 图上可确定喷嘴前蒸汽初态点0, 如图1所示, 并得喷嘴前蒸汽初焓 $h_0 = 3369.3\text{kJ/kg}$ 。

$$\text{喷嘴进口动能 } \Delta h_{c_0}: \Delta h_{c_0} = \frac{c_0^2}{2} = \frac{50^2}{2 \times 10^3} = 1.25 \text{ (kJ/kg)}$$

$$\text{喷嘴前蒸汽滞止焓 } h^*: h^* = h_0 + \Delta h_{c_0} = 3369.3 + 1.25 = 3370.55 \text{ (kJ/kg)}$$

在 $h-s$ 图上从0点向上作等熵线0-0*至滞止焓值, 得滞止压力 $p^* = 8.433\text{MPa}$ 。

2. 求喷嘴出口汽流速度

在 $h-s$ 图上从0点向下作等熵线0-1至喷嘴后压力 $p_1 = 5.8\text{MPa}$, 可得喷嘴后理想焓值 $h_{1i} = 3253.05\text{kJ/kg}$ 。

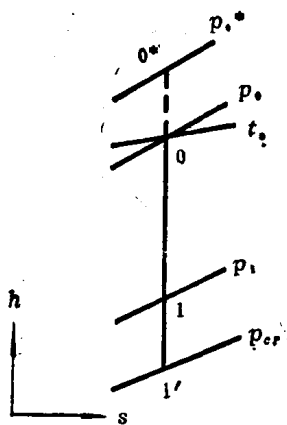


图 1

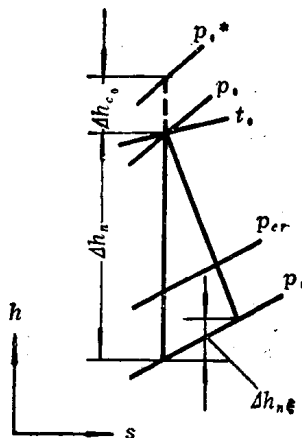


图 2

蒸汽在喷嘴中的滞止理想焓降 Δh_n^* : $\Delta h_n^* = h_0^* - h_{1i} = 3370.55 - 3253.05 = 117.5$ (kJ/kg)

喷嘴出口理想速度 c_{1i} : $c_{1i} = \sqrt{2\Delta h_n^*} = 44.72\sqrt{117.5} = 484.75$ (m/s)

喷嘴出口实际速度 c_1 : $c_1 = \varphi c_{1i} = 0.97 \times 484.75 = 470.21$ (m/s)

3. 求汽流临界速度

根据题意知通过喷嘴的蒸汽为过热蒸汽, 其临界压力比 $\varepsilon_{cr} = 0.546$, 临界压力为:

$$p_{cr} = \varepsilon_{cr} p_0^* = 0.546 \times 8.433 = 4.6 \text{ (MPa)}$$

等熵延长 0-1 线交等压线 $p_{cr} = 4.6$ MPa 于 1' 点, 得临界状态焓值 $h_{cr} = 3185.05$ kJ/kg.

喷嘴出口压力降至临界压力时的理想焓降 Δh_{cr} :

$$\Delta h_{cr} = h_0^* - h_{cr} = 3370.55 - 3185.05 = 185.5 \text{ (kJ/kg)}$$

此时汽流的临界速度 c_{cr} : $c_{cr} = \sqrt{2\Delta h_{cr}} = 44.72\sqrt{185.5} = 609.1$ (m/s)

6. 已知喷嘴前蒸汽压力 $p_0 = 6.0$ MPa, 温度 $t_0 = 450^\circ\text{C}$, 初速 $c_0 = 100$ m/s; 喷嘴后蒸汽压力 $p_1 = 3.0$ MPa. 试确定:

(1) 喷嘴应采用何种型式;

(2) 速度系数 $\varphi = 0.95$ 时喷嘴出口蒸汽实际速度 c_1 ;

(3) 喷嘴损失 $\Delta h_{n\ell}$, 并在 $h-s$ 图上表示出蒸汽的热力过程。

[应采用缩放喷嘴; 喷嘴出口汽流速度 $c_1 = 600.8$ m/s; 喷嘴损失 $\Delta h_{n\ell} = 19.5$ kJ/kg, 其热力过程如图 2 所示。]

7. 已知渐缩斜切喷嘴出口汽流速度 $c_1 = 500$ m/s, 压力 $p_1 = 0.026$ MPa, 干度 $x_1 = 0.96$, 喷嘴几何出口角 $\alpha_1 = 15^\circ$, 速度系数 $\varphi = 0.95$. 试确定喷嘴出口汽流的方向。

[喷嘴出口汽流的方向角为 $16^\circ 3'$ 。]

8. 已知喷嘴进口蒸汽压力 $p_0 = 2.5$ MPa, 温度 $t_0 = 400^\circ\text{C}$; 喷嘴后蒸汽压力 $p_1 = 1.4$ MPa. 汽流在喷嘴中作等熵膨胀, 喷嘴出口汽流速度等于临界速度. 试求蒸汽进入喷嘴时的初速度。

[蒸汽进入喷嘴时的初速度为 126.5 m/s。]

9. 当蒸汽流过有损失的喷嘴时, 在最小截面处的汽流速度并不等于该处的音速, 即并不是临界的。在这种情况下临界速度发生在喷嘴的渐扩部分内。若已知喷嘴前蒸汽压力 $p_0 = 0.54 \text{ MPa}$, 温度 $t_0 = 250^\circ\text{C}$, 喷嘴速度系数 $\varphi = 0.9$, 且不沿喷嘴长度变化。试确定在喷嘴最小截面处的蒸汽速度及临界速度。

[喷嘴最小截面处的蒸汽速度为 465.4 m/s , 临界速度为 517.1 m/s 。]

10*. 已知喷嘴前蒸汽压力 $p_0 = 0.80 \text{ MPa}$, 温度 $t_0 = 260^\circ\text{C}$; 喷嘴速度系数 $\varphi = 0.90$, 并保持不变。由于蒸汽在喷嘴内的流动为有损失的多变过程, 最小截面上汽流速度 $c_{\min}$ 不等于临界速度 c_{cr} 。试求:

(1) 缩放喷嘴最小截面处的汽流压力与速度;

(2) 临界压力与临界速度。

解: 1. 膨胀过程的多变指数

$$n = \frac{\kappa}{1 + (1 - \varphi^2)(\kappa - 1)} = \frac{1.3}{1 + (1 - 0.9^2)(1.3 - 1)} = 1.23$$

2. 最小截面处的蒸汽压力

$$\varepsilon_n = \left(\frac{2}{n+1} \right)^{\frac{n}{n-1}} = \left(\frac{2}{1.23+1} \right)^{\frac{1.23}{1.23-1}} = 0.5587$$

$$p_{\min} = \varepsilon_n p_0 = 0.5587 \times 0.8 = 0.447 \text{ (MPa)}$$

3. 临界压力

$$\varepsilon_{cr} = \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = \left(\frac{2}{1.3+1} \right)^{\frac{1.3}{1.3-1}} = 0.474$$

$$p_{cr} = \varepsilon_{cr} p_0 = 0.474 \times 0.8 = 0.379 \text{ (MPa)}$$

4. 最小截面处的汽流速度与临界速度

根据喷嘴前蒸汽参数 $p_0 = 0.8 \text{ MPa}$, $t_0 = 260^\circ\text{C}$, 在 $h-s$ 图上可确定进口状态点 0, 如图 3 所示, 其焓值为 $h_0 = 2972 \text{ kJ/kg}$ 。

由 0 点作等熵膨胀线至最小截面处压力 $p_{\min} = 0.447 \text{ MPa}$ 及临界压力 $p_{cr} = 0.379 \text{ MPa}$, 其交点 (分别为 1、2 点) 的焓值分别为:

$$h_{\min} = 2842 \text{ kJ/kg}, h_{cr} = 2807 \text{ kJ/kg}$$

最小截面处汽流速度 $c_{\min}$:

$$c_{\min} = \varphi \sqrt{2(h_0 - h_{\min})} = 0.9 \sqrt{2(2972 - 2842) \times 1000} = 459 \text{ (m/s)}$$

临界速度只与初参数有关, 与膨胀过程的性质无关, 因此

$$c_{cr} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa+1} p_0 v_0} = \sqrt{\frac{2 \times 1.3}{1.3+1} \times 0.8 \times 10^6 \times 0.2994} = 520 \text{ (m/s)}$$

临界速度也可根据等熵焓降求得, 即

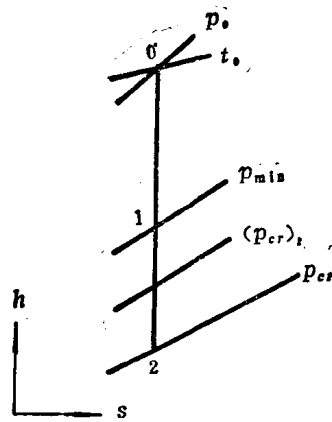


图 3

$$c_{cr} = \varphi \sqrt{2(h_0 - h_{cr})} = 0.9 \sqrt{2(2972 - 2807) \times 1000} = 517 \text{ (m/s)}$$

等熵过程的临界压力 $(p_{cr})_i$: $(p_{cr})_i = 0.546 p_0 = 0.546 \times 0.8 = 0.437 \text{ (MPa)}$

由此可见, 流动过程中有损失, 临界速度发生在喷嘴的渐扩部分内; 最小截面上的压力 p_{min} 与等熵膨胀时的临界压力 $(p_{cr})_i$ 数值较接近, 在实际计算中可用 $(p_{cr})_i$ 代替 p_{min} 。

11. 已知喷嘴进口蒸汽压力 $p_0 = 1.2 \text{ MPa}$, 温度 $t_0 = 250^\circ\text{C}$, 蒸汽具有初速 $c_0 = 150 \text{ m/s}$ 。试计算蒸汽的临界压力 p_{cr} 和临界速度 c_{cr} 。

[$p_{cr} = 0.699 \text{ MPa}$, $c_{cr} = 512.3 \text{ m/s}$ 。]

12. 假定过热蒸汽作等熵流动, 在喷嘴某一截面上汽流的速度 $c = 650 \text{ m/s}$, 该截面上的音速 $a = 500 \text{ m/s}$, 求喷嘴中汽流的临界速度 c_{cr} 。

[$c_{cr} = 522 \text{ m/s}$ 。]

13. 缩放喷嘴中过热蒸汽作等熵流动, 最小截面处的蒸汽速度 $c_{cr} = 400 \text{ m/s}$, 某一截面上的蒸汽流速 $c = 700 \text{ m/s}$, 试求该截面处的音速。

[该截面处的音速为 332.4 m/s 。]

14. 缩放喷嘴出口截面上的蒸汽压力 $p_1 = 0.7 \text{ MPa}$, 温度 $t_1 = 240^\circ\text{C}$, 蒸汽实际速度 $c_1 = 700 \text{ m/s}$, 速度系数 $\varphi = 0.93$ 。试求蒸汽在最小截面处的速度。

[蒸汽在最小截面处的速度为 527.7 m/s 。]

15. 已知渐缩喷嘴出口处蒸汽速度 $c_1 = 450 \text{ m/s}$, 压力 $p_1 = 0.491 \text{ MPa}$, 温度 $t_1 = 250^\circ\text{C}$ 。喷嘴速度系数 $\varphi = 0.95$ 。试求喷嘴前蒸汽的压力 p_0 和温度 t_0 。

[$p_0 = 0.765 \text{ MPa}$, $t_0 = 301^\circ\text{C}$ 。]

16. 已知缩放喷嘴前蒸汽压力 $p_0 = 10.8 \text{ MPa}$, 温度 $t_0 = 500^\circ\text{C}$; 且知蒸汽在喷嘴中有流动损失, 速度系数 $\varphi = 0.95$, 且不沿喷嘴长度变化。试确定该喷嘴喉部处的蒸汽状态。

[该喷嘴喉部处的蒸汽压力为 5.87 MPa , 温度为 408°C 。]

17. 已知喷嘴出口蒸汽速度 $c_1 = 700 \text{ m/s}$, 压力 $p_1 = 0.687 \text{ MPa}$, 温度 $t_1 = 250^\circ\text{C}$; 又知喷嘴速度系数 $\varphi = 0.95$, 且不沿喷嘴长度变化。试求喷嘴喉部处蒸汽速度。

[该喷嘴喉部蒸汽速度为 548 m/s 。]

※ 18. 已知汽轮机某级速度比 $\frac{u}{c_{1i}} = 0.7$, 喷嘴出口角 $\alpha_1 = 25^\circ$, 蒸汽流动没有损失, 该级动叶后蒸汽压力 $p_2 = 0.00392 \text{ MPa}$, 此时在喷嘴和动叶出口截面中产生临界速度。试求喷嘴前的蒸汽压力 p_0 。 [见题解]

[$p_0 = 0.00981 \text{ MPa}$ 。]

19. 已知喷嘴前蒸汽压力 $p_0 = 0.0785 \text{ MPa}$, 干度 $x_0 = 0.95$; 喷嘴喉部面积 $(A_n)_{cr} = 12 \text{ cm}^2$ 。试求考虑流动损失时通过喷嘴的临界蒸汽流量 G_{cr} 。

[$G_{cr} = 0.154 \text{ kg/s}$ 。]

20. 试根据下列条件求通过渐缩喷嘴的蒸汽流量。

已知喷嘴前蒸汽压力 $p_0 = 0.0196 \text{ MPa}$, 干度 $x_0 = 0.93$; 喷嘴后蒸汽压力 $p_1 = 0.0118 \text{ MPa}$ 。喷嘴喉部面积 $A_{cr} = 30 \text{ cm}^2$, 速度系数 $\varphi = 0.97$ 。

[通过该喷嘴的流量为 0.0958 kg/s 。]

$$\text{用 } G_n = \frac{C_d A_n \rho_0}{\sqrt{V_1}} \quad G_n = \frac{\gamma_0 c_0 A_n}{V_{1t}} \quad G_n = 0.6483 A_n \sqrt{\frac{\rho_0}{V_0}}$$

21. 已知喷嘴前蒸汽压力 $p_0 = 0.08 \text{ MPa}$, 干度 $x_0 = 0.95$; 喷嘴喉部面积 $(A_n)_c = 120 \text{ cm}^2$; 喷嘴后蒸汽压力 $p_1 = 0.05 \text{ MPa}$. 试计算通过喷嘴的实际流量; 若喷嘴后的蒸汽压力降低为 $p_{11} = 0.04 \text{ MPa}$, 则流量又为多少?

[蒸汽流量分别为 1.46 kg/s 和 1.56 kg/s .]

22. 已知喷嘴前蒸汽压力 $p_0 = 0.07 \text{ MPa}$, 干度 $x_0 = 0.95$, 初速 $c_0 = 0$; 喷嘴喉部面积 $(A_n)_c = 12 \text{ cm}^2$. 若不考虑蒸汽流动损失, 求蒸汽通过喷嘴时的临界速度和临界流量.

[临界速度为 408.6 m/s , 临界流量为 0.135 kg/s .]

23*. 汽轮机组某级的蒸汽初压力 $p_0 = 3.4 \text{ MPa}$, 初温度 $t_0 = 435^\circ\text{C}$; 该级反动度 $\Omega_m = 0.38$; 级后压力 $p_2 = 2.2 \text{ MPa}$, 该级采用渐缩喷嘴, 其喷嘴出口面积 $A_n = 52 \text{ cm}^2$. 试计算:

(1) 通过喷嘴的实际蒸汽流量;

(2) 若级后蒸汽压力降低为 $p_{21} = 1.12 \text{ MPa}$, 反动度降为 $\Omega_{m1} = 0.3$, 通过喷嘴的蒸汽流量又为多少?

解: 根据 p_0, t_0 由 $h-s$ 图可查得: $h_0 = 3300 \text{ kJ/kg}$, $v_0 = 0.093 \text{ m}^3/\text{kg}$, 等熵膨胀级后焓值 $h_{2t} = 3172 \text{ kJ/kg}$.

级的理想焓降 Δh_t : $\Delta h_t = h_0 - h_{2t} = 3300 - 3172 = 128 \text{ (kJ/kg)}$

喷嘴理想焓降 Δh_n : $\Delta h_n = (1 - \Omega_m) \Delta h_t = (1 - 0.38) \times 128 = 79.4 \text{ (kJ/kg)}$

喷嘴出口理想焓值 h_n : $h_n = h_0 - \Delta h_n = 3300 - 79.4 = 3220.6 \text{ (kJ/kg)}$

由 $h-s$ 图查得喷嘴出口压力 $p_1 = 2.6 \text{ MPa}$, 因为是过热蒸汽, 则

$$p_{cr} = \varepsilon_{cr} p_0 = 0.546 \times 3.4 = 1.86 \text{ (MPa)}$$

由此可知 $p_1 > p_{cr}$, 喷嘴内为亚临界流动. 根据喷嘴前后压力比 $\varepsilon_n = \frac{p_1}{p_0} = \frac{2.6}{3.4} =$

0.765 , 由附录 3 可查得流量比系数 $\beta = \frac{G}{G_{cr}} = 0.875$; 又临界流量为:

$$G_{cr} = 0.0648 A_n \sqrt{\frac{p_0}{v_0}} = 0.0648 \times 52 \sqrt{\frac{3.4}{0.093}} = 20.5 \text{ (kg/s)}$$

则通过喷嘴的流量为:

$$G = \beta G_{cr} = 0.875 \times 20.5 = 17.9 \text{ (kg/s)}$$

由初态等熵膨胀至 p_{21} 得级后状态参数 $h_{21t} = 3000 \text{ kJ/kg}$.

级的理想焓降 Δh_{t1} : $\Delta h_{t1} = h_0 - h_{21t} = 3300 - 3000 = 300 \text{ (kJ/kg)}$

喷嘴中的理想焓降 Δh_{n1} : $\Delta h_{n1} = (1 - \Omega_{m1}) \Delta h_{t1} = (1 - 0.3) \times 300 = 210 \text{ (kJ/kg)}$

喷嘴出口理想焓值 h_{n1} : $h_{n1} = h_0 - \Delta h_{n1} = 3300 - 210 = 3090 \text{ (kJ/kg)}$

由 $h-s$ 图可得喷嘴后压力 $p_{11} = 1.53 \text{ MPa}$, 可知 $p_{11} < p_{cr}$, 此时喷嘴中通过临界流量, 可得到通过喷嘴的蒸汽流量 $G_1 = G_{cr} = 20.5 \text{ kg/s}$.

24. 已知进入喷嘴的蒸汽为具有初压 $p_0 = 0.014 \text{ MPa}$, 初速 $c_0 = 0$ 的干饱和蒸汽. 试求蒸汽通过喷嘴时的临界速度和喉部单位面积的流量.

[临界速度为 400 m/s , 喉部单位面积的流量为 $23 \text{ kg/s} \cdot \text{m}^2$.]

25. 已知喷嘴前蒸汽压力 $p_0 = 1 \text{ MPa}$, 温度 $t_0 = 320^\circ\text{C}$, 初速 $c_0 = 0$; 喷嘴后蒸汽压力 $p_1 = 1.2 \text{ MPa}$; 喷嘴出口截面积 $A_n = 0.028 \text{ m}^2$. 当流量系数 $\mu_n = 0.97$ 时, 求通过喷嘴的

实际蒸汽流量。

[蒸汽流量为44kg/s。]

26. 若测得渐缩喷嘴前的蒸汽压力 $p_0 = 0.12\text{MPa}$, 温度 $t_0 = 210^\circ\text{C}$; 喷嘴后的蒸汽压力 $p_1 = 0.07\text{MPa}$ 。通过喷嘴的蒸汽流量 $G_n = 0.117\text{kg/s}$ 。又知喷嘴出口面积 $A_n = 7.1\text{cm}^2$ 。喷嘴进口处蒸汽速度可忽略。试求蒸汽通过喷嘴的流量系数。

[流量系数为0.969。]

27*. 已知进入喷嘴的蒸汽压力 $p_0 = 0.09\text{MPa}$, 蒸汽干度 $x_0 = 0.95$, 初速 $c_0 = 0$; 喷嘴后的蒸汽压力 $p_1 = 0.07\text{MPa}$, 流量系数 $\mu_n = 1.02$, 喷嘴出口截面积 $A_n = 0.0012\text{m}^2$ 。试求通过喷嘴的蒸汽流量和流量比系数。

解: 根据 p_0 、 x_0 、 p_1 , 在 $h-s$ 图上可确定:

初焓 $h_0 = 2557.6\text{kJ/kg}$ 初态比容 $v_0 = 1.7756\text{m}^3/\text{kg}$

喷嘴出口理想状态焓值 $h_{1t} = 2518\text{kJ/kg}$, 理想状态比容 $v_{1t} = 2.2179\text{m}^3/\text{kg}$ 。

则喷嘴中蒸汽的理想焓降 Δh_n : $\Delta h_n = h_0 - h_{1t} = 2557.6 - 2518 = 39.6(\text{kJ/kg})$

喷嘴出口汽流的理想速度 c_{1t} : $c_{1t} = \sqrt{2\Delta h_n} = 44.72\sqrt{39.6} = 281.4(\text{m/s})$

又蒸汽的理想状态密度为:

$$\rho_{1t} = \frac{1}{v_{1t}} = \frac{1}{2.2179} = 0.451(\text{kg/m}^3)$$

则通过喷嘴的流量为:

$$G_n = \mu_n A_n c_{1t} \rho_{1t} = 1.02 \times 0.0012 \times 281.4 \times 0.451 = 0.155(\text{kg/s})$$

又蒸汽的初态密度为:

$$\rho_0 = \frac{1}{v_0} = \frac{1}{1.7756} = 0.563(\text{kg/m}^3)$$

则通过喷嘴的临界流量为:

$$G_{cr} = 0.636 A_n \sqrt{p_0 \rho_0} = 0.636 \times 0.0012 \sqrt{0.09 \times 10^6 \times 0.563} = 0.172(\text{kg/s})$$

$$\text{流量比系数 } \beta: \beta = \frac{G_n}{G_{cr}} = \frac{0.155}{0.172} = 0.901$$

28. 国产某机组第9级的平均直径 $d_m = 1430\text{mm}$, 喷嘴高度 $l_n = 248\text{mm}$, 喷嘴出汽角 $\alpha_1 = 12^\circ 28'$, 若该级前蒸汽压力 $p_0 = 0.0639\text{MPa}$, 干度 $x_0 = 0.974$, 又喷嘴流量系数 $\mu_n = 0.97$, 喷嘴后压力 $p_1 = 0.0333\text{MPa}$, 且上级余速能量不能被利用。试求该级的蒸汽流量。

[通过该级的蒸汽流量为85.2t/h。]

29*. 已知渐缩喷嘴出口截面积 $A_n = 0.70\text{m}^2$, 喷嘴出口角 $\alpha_1 = 19^\circ$, 喷嘴后蒸汽压力 $p_1 = 0.01\text{MPa}$, 干度 $x_1 = 0.92$, 通过喷嘴的蒸汽流量 $G = 26\text{kg/s}$, 喷嘴速度系数 $\varphi = 0.97$, 初速可忽略不计。

试求喷嘴前蒸汽压力 p_0 及干度 x_0 , 以及喷嘴斜切部分的汽流偏转角。

解: 如图4所示, 由 p_1 、 x_1 可查得喷嘴出口汽流比容 $v_1 = 13.496\text{m}^3/\text{kg}$, 喷嘴出口汽流焓 $h_1 = 2393.4\text{kJ/kg}$ 。

$$\text{喷嘴出口汽流速度 } c_1: c_1 = \frac{Gv_1}{A_n} = \frac{26 \times 13.496}{0.70} = 501.3 (\text{m/s})$$

$$\text{喷嘴出口汽流理想速度 } c_{1t}: c_{1t} = \frac{c_1}{\varphi} = \frac{501.3}{0.97} = 516.8 (\text{m/s})$$

$$\text{喷嘴中的理想焓降 } \Delta h_n: \Delta h_n = \frac{c_{1t}^2}{2} = \frac{(516.8)^2}{2 \times 1000} = 133.54 (\text{kJ/kg})$$

$$\text{喷嘴损失 } \Delta h_{n\zeta}: \Delta h_{n\zeta} = (1 - \varphi^2) \Delta h_n = (1 - 0.97^2) \times 133.54 = 7.89 (\text{kJ/kg})$$

在 h - s 图上由喷嘴出口状态点 1 沿等压线向下截取得 1' 点, 使 $\Delta h_{n\zeta} = h_1 - h_{1t} = 7.89 \text{ kJ/kg}$, 1' 点为喷嘴出口理想状态点, 查得: 喷嘴出口理想状态焓 $h_{1t} = 2385.5 \text{ kJ/kg}$, 喷嘴出口理想状态比容 $v_{1t} = 13.448 \text{ m}^3/\text{kg}$.

从 1' 点向上作等熵线 1'-0, 使 $\Delta h_n = h_0 - h_{1t} = 133.54 \text{ kJ/kg}$, 0 点即为喷嘴进口汽流状态点, 可查得: 初态压力 $p_0 = 0.026 \text{ MPa}$, 初态焓 $h_0 = 2519.0 \text{ kJ/kg}$, 初态干度 $x_0 = 0.957$.

$$\text{过程定熵指数 } \kappa: \kappa = 1.035 + 0.1x_0 = 1.035 + 0.1 \times 0.957 = 1.1307$$

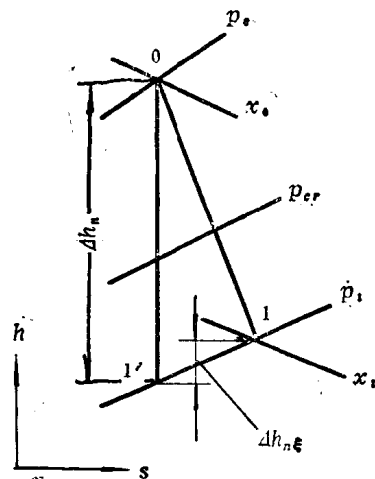


图 4

$$\text{临界压力比 } \varepsilon_{cr}: \varepsilon_{cr} = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} = \left(\frac{2}{1.1307 + 1} \right)^{\frac{1.1307}{1.1307 - 1}} = 0.578$$

$$\text{临界压力 } p_{cr}: p_{cr} = \varepsilon_{cr} p_0 = 0.578 \times 0.026 = 0.015 (\text{MPa})$$

由 h - s 图可查得: 临界状态比容 $v_{cr} = 9.4112 \text{ m}^3/\text{kg}$, 临界状态焓 $h_{cr} = 2439.9 \text{ kJ/kg}$.

$$\text{汽流的临界速度 } c_{cr}: c_{cr} = \sqrt{2(h_0 - h_{cr})} = 44.72 \sqrt{2519 - 2439.9} = 3977.73 (\text{m/s})$$

$$\begin{aligned} \text{汽流偏转角 } \delta_1: \delta_1 &= \sin^{-1} \left[\left(\frac{v_{1t} c_{cr}}{v_{cr} c_{1t}} \right) \sin \alpha_1 \right] - \alpha_1 \\ &= \sin^{-1} \left(\frac{13.448 \times 3977.73}{9.4112 \times 516.8} \times \sin 19^\circ \right) - 19^\circ \\ &= 1.98^\circ = 1^\circ 58' 45'' \end{aligned}$$

30. 渐缩斜切喷嘴通过蒸汽流量 $G = 15 \text{ kg/s}$, 喷嘴出口汽流压力 $p_1 = 0.5 \text{ MPa}$, 温度 $t_1 = 200^\circ \text{C}$; 速度系数 $\varphi = 0.95$, 喷嘴出口面积 $A_n = 100 \text{ cm}^2$, 出汽角 $\alpha_1 = 14^\circ$. 试求喷嘴出口汽流的偏转角及蒸汽的初态.

[喷嘴前蒸汽参数: $p_0 = 1.17 \text{ MPa}$, $h_0 = 3044 \text{ kJ/kg}$; 喷嘴出口汽流偏转角 $\delta_1 = 1^\circ 10'$.]

31. 已知喷嘴前蒸汽压力 $p_0 = 0.065 \text{ MPa}$, 干度 $x_0 = 0.96$, 初速度 $c_0 = 90 \text{ m/s}$; 喷嘴后蒸汽压力 $p_1 = 0.03 \text{ MPa}$, 喷嘴出汽角 $\alpha_1 = 16^\circ$, 速度系数 $\varphi = 0.95$. 试计算:

(1) 喷嘴出口汽流偏转角 δ_1 ;

(2) 蒸汽在斜切部分达到极限膨胀时, 喷嘴出口的压力 p_{1d} ;

(3) 蒸汽达到极限膨胀时的最大偏转角 δ_{1d} 。

[$\delta_{1d}=0^\circ 53'$; $p_{1d}=0.009\ 87\text{MPa}$; $\delta_{1d}=14^\circ 58'$ 。]

32. 缩放喷嘴前蒸汽压力 $p_0=3.0\text{MPa}$, 温度 $t_0=390^\circ\text{C}$; 喷嘴出口设计压力 $p_1=1.2\text{MPa}$, 喷嘴出汽角 $\alpha_1=22^\circ$, 喷嘴速度系数 $\varphi=0.92$ 。当喷嘴后蒸汽压力为 $p_{11}=0.8\text{MPa}$ 时, 试计算斜切部分偏转角 δ_1 。

[$\delta_1=4^\circ 30'$ 。]

33*. 凝汽式汽轮机最末级级前蒸汽压力 $p_0=0.01\text{MPa}$, 干度 $x_0=0.94$; 级后蒸汽压力 $p_2=0.004\text{MPa}$, 初速动能 $\Delta h_{e_0}=8\text{kJ/kg}$ 。若要求喷嘴出口汽流不发生偏转, 则最小反动度 Ω_m 应为多少?

解: 根据已知参数在 h - s 图上查得:

$h_0=2\ 444\text{kJ/kg}$ $h_2^*=2\ 452\text{kJ/kg}$ $p_2^*=0.010\ 3\text{MPa}$ $h_{2t}=2\ 328\text{kJ/kg}$

由于在湿蒸汽区, $\kappa=1.035+0.1\times 0.94=1.13$, 取喷嘴速度系数 $\varphi=0.97$, 则

$$\begin{aligned} n &= \frac{\kappa}{1+(1-\varphi^2)(\kappa-1)} \\ &= \frac{1.13}{1+(1-0.97^2)(1.13-1)} = 1.113 \\ \varepsilon_{er} &= \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{n}{n-1}} = \left(\frac{2}{1.13+1} \right)^{\frac{1.113}{1.113-1}} = 0.54 \\ p_{er} &= p_2^* \varepsilon_{er} = 0.54 \times 0.103 = 0.055\ 6\text{MPa} \end{aligned}$$

要使喷嘴出口汽流不发生偏转, 则喷嘴出口截面上的压力不能小于 p_{er} , 这时可得相应的喷嘴出口焓 $h_{1t}=2\ 366\text{kJ/kg}$, 那么

动叶焓降 Δh_b : $\Delta h_b = h_{1t} - h_{2t} = 2\ 366 - 2\ 328 = 38\ (\text{kJ/kg})$

级焓降 Δh_t^* : $\Delta h_t^* = h_0^* - h_{2t} = 2\ 452 - 2\ 328 = 124\ (\text{kJ/kg})$

反动度 Ω_m : $\Omega_m = \frac{\Delta h_b}{\Delta h_t^*} = \frac{38}{124} = 30.6\%$

要使喷嘴出口截面汽流不发生偏转, 则该级的反动度不得小于30.6%。

34. 国产某机组在设计工况下其末级动叶前的蒸汽压力 $p_1=0.009\ 3\text{MPa}$, 蒸汽焓值 $h_1=2\ 307.4\text{kJ/kg}$ 。蒸汽进入动叶的相对速度为134m/s, 动叶内的焓降为 $\Delta h_b=137.76\text{kJ/kg}$ 。

(1) 求动叶出口处的理想相对速度;

(2) 判断汽流在动叶斜切部分有无膨胀, 并求出动叶出口汽流方向角。

[动叶出口理想相对速度为541.6m/s; 蒸汽在动叶斜切部分发生膨胀, 动叶汽流出口角为 $40^\circ 29'$ 。]

35. 试根据下列条件作出动叶栅进出口速度三角形。

该级的进汽压力 $p_0=1.96\text{MPa}$, 温度 $t_0=350^\circ\text{C}$; 级后蒸汽压力 $p_2=1.47\text{MPa}$ 。该级速度比 $x_1=\frac{u}{c_1}=0.53$, 级的平均反动度 $\Omega_m=0.15$, 又知喷嘴和动叶的速度系数分别为 $\varphi=0.97$ 、 $\psi=0.9$, 喷嘴和动叶的角度为 $\alpha_1=18^\circ$ 、 $\beta_2=\beta_1-6^\circ$ 。

[该级动叶栅进出口速度三角形如图 5 所示。]

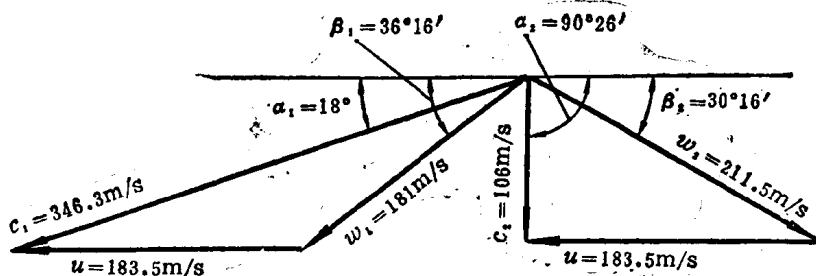


图 5

36*. 某机组级前蒸汽压力 $p_0 = 2.0 \text{ MPa}$, 温度 $t_0 = 350^\circ\text{C}$, 初速度 $c_0 = 70 \text{ m/s}$; 级后蒸汽压力 $p_1 = 1.5 \text{ MPa}$ 。喷嘴出汽角 $\alpha_1 = 18^\circ$, 反动度 $\Omega_m = 20\%$, 动叶进出汽角 $\beta_2 = \beta_1 - 6^\circ$, 级的平均直径 $d_m = 1\ 080 \text{ mm}$, 转速 $n = 3\ 000 \text{ r/min}$, 喷嘴速度系数 $\varphi = 0.95$ 。试求:

- (1) 动叶出口相对速度 w_2 和绝对速度 c_2 ;
- (2) 喷嘴、动叶中的能量损失, 余速动能;
- (3) 绘出动叶进出口速度三角形。

解: 1. 确定喷嘴、动叶中的焓降

根据 p_0 、 t_0 在 h - s 图上查得初始状态点 0, 其焓 $h_0 = 3\ 132 \text{ kJ/kg}$, 又

$$\Delta h_{c_0} = \frac{c_0^2}{2} = \frac{70^2}{2 \times 1\ 000} = 2.45 \text{ (kJ/kg)}$$

则滞止状态点焓值 $h_0^* = h_0 + \Delta h_{c_0}$
 $= 3\ 134.5 \text{ kJ/kg}$ 。

在 h - s 图上由初态 0 等熵膨胀至级后压力 p_1 , 求得:

级的等熵滞止焓降 Δh_t^* (如图 6 所示):

$$\begin{aligned} \Delta h_t^* &= h_0^* - h_{1t} = 3\ 134.5 - 3\ 056 \\ &= 78.5 \text{ (kJ/kg)} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{动叶焓降 } \Delta h_b: \Delta h_b &= \Omega_m \Delta h_t^* = 0.2 \times 78.5 \\ &= 15.7 \text{ (kJ/kg)} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{喷嘴焓降 } \Delta h_n^*: \Delta h_n^* &= \Delta h_t^* - \Delta h_b = 78.5 - \\ &15.7 = 62.8 \text{ (kJ/kg)} \end{aligned}$$

2. 喷嘴出口汽流速度及动叶出口汽流速度

$$c_{1t} = \sqrt{2 \Delta h_n^*} = \sqrt{2 \times 62.8 \times 1\ 000} = 354.4 \text{ (kJ/kg)}$$

$$c_1 = \varphi c_{1t} = 0.95 \times 354.4 = 336.7 \text{ (m/s)}$$

圆周速度 u :

$$u = \frac{\pi d_m n}{60} = \frac{\pi \times 1.08 \times 3\ 000}{60} = 169.1 \text{ (m/s)}$$

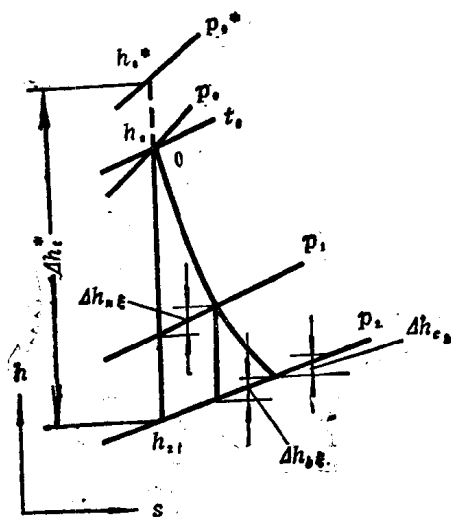


图 6

喷嘴出口汽流相对速度 w_1 :

$$\begin{aligned} w_1 &= \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2c_1 u \cos \alpha_1} \\ &= \sqrt{336.7^2 + 169.1^2 - 2 \times 336.7 \times 169.1 \cos 18^\circ} \\ &= 183.5 \text{ (m/s)} \end{aligned}$$

其方向角 $\cos \beta_1 = \frac{c_1 \cos \alpha_1 - u}{w_1} = \frac{336.7 \cos 18^\circ - 169.1}{183.5} = 0.8205 \quad \beta_1 = 34^\circ 51'$ 由

题意, $\beta_2 = \beta_1 - 6^\circ = 28^\circ 51'$ 。

动叶出口汽流相对速度 w_2 :

$$w_2 = \sqrt{2\Delta h_b + w_1^2} = \sqrt{2 \times 15.7 \times 1000 + 183.5^2} = 255 \text{ (m/s)}.$$

根据 w_2 及 Ω_m 值, 由附录 1 可得动叶速度系数 $\psi = 0.94$, 则有:

$$w_2 = \psi w_{2t} = 0.94 \times 255 = 239.8 \text{ (m/s)}$$

动叶出口汽流绝对速度 c_2 :

$$\begin{aligned} c_2 &= \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2w_2 u \cos \beta_2} \\ &= \sqrt{239.8^2 + 169.1^2 - 2 \times 239.8 \times 169.1 \cos 28^\circ 51'} \\ &= 124 \text{ (m/s)} \end{aligned}$$

其方向角 α_2 : $\cos \alpha_2 = \frac{w_2 \cos \beta_2 - u}{c_2} = \frac{239.8 \cos 28^\circ 51' - 169.1}{124} = 0.3225$

$$\alpha_2 = 71.2^\circ$$

速度三角形示于图 7 中。

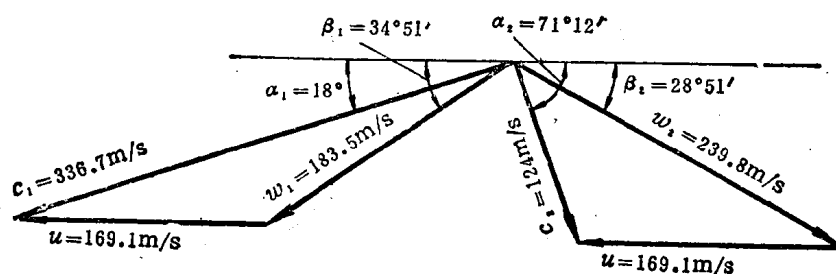


图 7

3. 通流部分损失

喷嘴损失 $\Delta h_{n\epsilon}$:

$$\Delta h_{n\epsilon} = (1 - \varphi^2) \Delta h_n^* = (1 - 0.95^2) \times 62.8 = 6.09 \text{ (kJ/kg)}$$

动叶损失 $\Delta h_{b\epsilon}$:

$$\Delta h_{b\epsilon} = \frac{w_{2t}^2}{2} (1 - \psi^2) = \frac{255^2}{2 \times 10^3} (1 - 0.94^2) = 3.78 \text{ (kJ/kg)}$$

余速损失 Δh_{c_2} :

$$\Delta h_{c_2} = \frac{c_2^2}{2} = \frac{124^2}{2 \times 10^3} = 7.69 \text{ (kJ/kg)}$$

37. 某机组冲动级级前蒸汽压力 $p_0 = 1.96\text{MPa}$, 温度 $t_0 = 350^\circ\text{C}$; 级后蒸汽压力 $p_2 = 1.47\text{MPa}$ 。该级速度比 $x_1 = 0.45$, 喷嘴出口角 $\alpha_1 = 13^\circ$, 动叶进汽角与出汽角相等 ($\beta_1 = \beta_2$), 喷嘴和动叶的速度系数分别为 $\varphi = 0.95$, $\psi = 0.87$; 该级反动度 $\Omega_m = 0$ 。试绘制该级动叶进出口速度三角形。

[该级动叶进出口速度三角形如图 8 所示。]

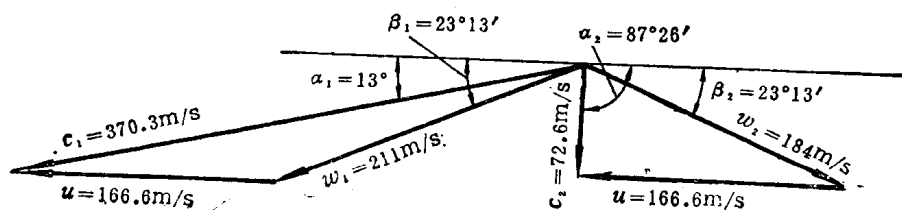


图 8

38. 机组某级级前蒸汽压力 $p_0 = 1.85\text{MPa}$, 温度 $t_0 = 340^\circ\text{C}$; 级后蒸汽压力 $p_2 = 1.5\text{MPa}$ 。该级的反动度 $\Omega_m = 0.12$, 喷嘴出汽角 $\alpha_1 = 11^\circ 6'$, 动叶出汽角 $\beta_2 = 18^\circ 18'$ 。若该级速度比 $x_1 = 0.54$, 喷嘴速度系数 $\varphi = 0.97$, 进入喷嘴的汽流初速度 $c_0 = 52.3\text{m/s}$, 试计算动叶出口汽流的相对速度 w_2 及绝对速度 c_2 , 并绘出动叶进出口速度三角形。

[$w_2 = 177.1\text{m/s}$, $c_2 = 55.6\text{m/s}$; 速度三角形如图 9 所示。]

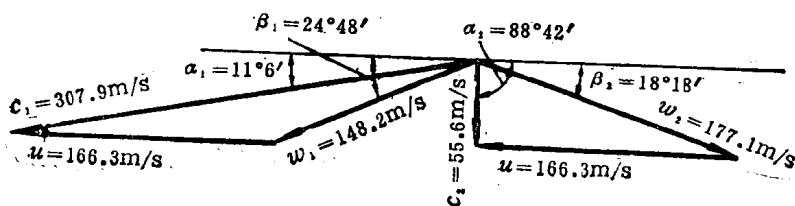


图 9

39. 国产某机组第三级设计工况下级前蒸汽压力 $p_0 = 5.13\text{MPa}$, 温度 $t_0 = 467.5^\circ\text{C}$; 级后蒸汽压力 $p_2 = 4.37\text{MPa}$ 。进口汽流的初速能量为 $\Delta h_{c_0} = 1.214\text{kJ/kg}$, 设计选定该级平均直径 $d_m = 998.5\text{mm}$, 级的反动度 $\Omega_m = 7.94\%$, 喷嘴出汽角 $\alpha_1 = 10^\circ 47'$, 动叶出汽角 $\beta_2 = 17^\circ 54'$ 。又知喷嘴和动叶的速度系数分别为 $\varphi = 0.97$, $\psi = 0.935$, 汽轮机转速 $n = 3000\text{r/min}$ 。试作出该级的速度三角形。

[该级速度三角形如图 10 所示。]

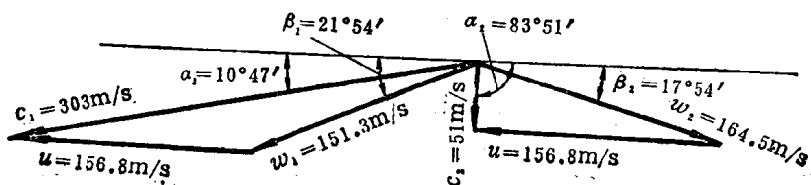


图 10

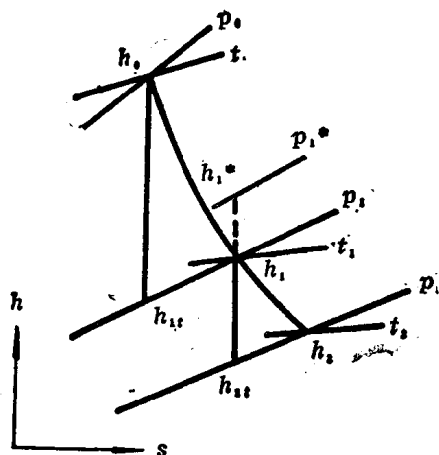


图 11

40*. 已知喷嘴前蒸汽压力 $p_0 = 2.8 \text{ MPa}$, 温度 $t_0 = 400^\circ\text{C}$; 喷嘴后蒸汽压力 $p_1 = 1.95 \text{ MPa}$, 温度 $t_1 = 350^\circ\text{C}$. 喷嘴出汽角 $\alpha_1 = 14^\circ$, 动叶后的蒸汽压力 $p_2 = 1.85 \text{ MPa}$, 温度 $t_2 = 345^\circ\text{C}$. 级的平均直径 $d_m = 1.3 \text{ m}$, 汽轮机转速 $n = 3000 \text{ r/min}$, 蒸汽初速可忽略不计. 试求该级喷嘴和动叶的速度系数 φ 和 ψ .

解: 根据已知条件可在 h - s 图上查得:

初焓 $h_0 = 3235.8 \text{ kJ/kg}$, 喷嘴后蒸汽实际焓 $h_1 = 3139.7 \text{ kJ/kg}$.

如图11所示, 过初始点作等熵线交 p_1 线可

得喷嘴后蒸汽理想焓 $h_{1i} = 3132.0 \text{ kJ/kg}$.

喷嘴理想焓降 Δh_n : $\Delta h_n = h_0 - h_{1i} = 3235.8 - 3132.0 = 103.8 \text{ (kJ/kg)}$

喷嘴损失 $\Delta h_{n\ell}$: $\Delta h_{n\ell} = h_1 - h_{1i} = 3139.7 - 3132.0 = 7.7 \text{ (kJ/kg)}$

喷嘴速度系数 φ : $\varphi = \sqrt{1 - \left(\frac{\Delta h_{n\ell}}{\Delta h_n}\right)} = \sqrt{1 - \left(\frac{7.7}{103.8}\right)} = 0.962$

该级动叶圆周速度 u : $u = \frac{\pi d_m n}{60} = \frac{\pi \times 1.3 \times 3000}{60} = 204.2 \text{ (m/s)}$

喷嘴出口汽流速度 c_1 : $c_1 = \varphi \sqrt{2 \Delta h_n} = 0.962 \sqrt{2 \times 10^3 \times 103.8} = 438.3 \text{ (m/s)}$

动叶进口相对速度 w_1 : $w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2c_1 u \cos \alpha_1}$
 $= \sqrt{438.3^2 + 204.2^2 - 2 \times 438.3 \times 204.2 \cos 14^\circ}$
 $= 245.2 \text{ (m/s)}$

由 p_1 、 t_2 , 及过喷嘴出口状态点作等熵线交 p_2 , 可查得:

动叶后蒸汽实际焓 $h_2 = 3130.65 \text{ kJ/kg}$, 理想焓 $h_{2i} = 3125.16 \text{ kJ/kg}$.

动叶进口滞止焓 h_1^* : $h_1^* = h_1 + \frac{w_1^2}{2} = 3139.7 + \frac{245.2^2}{2 \times 1000} = 3169.76 \text{ (kJ/kg)}$

滞止动叶理想焓降 Δh_b^* : $\Delta h_b^* = h_1^* - h_{2i} = 3169.76 - 3125.16 = 44.6 \text{ (kJ/kg)}$

动叶损失 $\Delta h_{b\ell}$: $\Delta h_{b\ell} = h_2 - h_{2i} = 3130.65 - 3125.16 = 5.49 \text{ (kJ/kg)}$

动叶速度系数 ψ : $\psi = \sqrt{1 - \left(\frac{\Delta h_{b\ell}}{\Delta h_b^*}\right)} = \sqrt{1 - \left(\frac{5.49}{44.6}\right)} = 0.936$

41. 已知某反动级喷嘴出口汽流速度 $c_1 = 160 \text{ m/s}$, 出汽角 $\alpha_1 = \beta_2 = 20^\circ$. 通过该级的蒸汽流量 $G = 7 \text{ kg/s}$, 汽轮机转速 $n = 3000 \text{ r/min}$, 级的平均直径 $d_m = 0.66 \text{ m}$. 若 $\beta_1 = \alpha_2$, 试求动叶栅的进汽角 β_1 , 动叶栅所受的切向作用力 F_u , 级的轮周功率 N_u .

[$\beta_1 = 49^\circ 30'$; $F_u = 1379.6 \text{ N}$; $N_u = 143.1 \text{ kW}$.]

42. 已知机组某级级前蒸汽压力 $p_0 = 8.6 \text{ MPa}$, 温度 $t_0 = 540^\circ\text{C}$; 级后蒸汽压力 $p_2 = 6.2 \text{ MPa}$. 该级反动度 $\Omega_m = 9.38\%$, 通过该级的蒸汽流量为 $G = 17 \text{ t/h}$, 喷嘴出汽角 $\alpha_1 =$

$12^\circ 54'$, 动叶出汽角 $\beta_2 = 19^\circ 42'$, 部分进汽度 $e = 0.3328$, 动叶栅节距 $t_b = 22\text{mm}$, 叶片数 $z_b = 158$, 动叶高度 $L_b = 30\text{mm}$, 汽轮机转速 $n = 3000\text{r/min}$ 。又设喷嘴速度系数 $\varphi = 0.97$, 喷嘴进汽速度可忽略。试求作用于一个叶片的蒸汽作用力和该级叶片所受蒸汽作用力。

[蒸汽作用于单个叶片的力为 484.4N , 该级叶片所受蒸汽作用力为 25469.5N 。]

43. 已知单级冲动式汽轮机的动叶为对称叶片, 即动叶进出汽角相等。喷嘴出汽角 $\alpha_1 = 20^\circ$, 喷嘴出口汽流速度 $c_1 = 650\text{m/s}$, 喷嘴速度系数 $\varphi = 0.96$ 。动叶圆周速度 $u = 300\text{m/s}$, 动叶速度系数 $\psi = 0.7$ 。试计算:

(1) 动叶进、出汽角 β_1 和 β_2 ;

(2) 单位流量蒸汽作用于叶片上的作用力 F_u 和 $F_{u\tau}$;

(3) 单位流量蒸汽所作的轮周功 N_u , 以及轮周效率 η_u 。

[(1) $\beta_1 = \beta_2 = 35^\circ 36'$; (2) $F_u = 66.7\text{N}$, $F_{u\tau} = 528.3\text{N}$; (3) $N_u = 158.5\text{kJ/kg}$, $\eta_u = 0.691$ 。]

44. 已知机组某级级前蒸汽压力 $p_0 = 5.2\text{MPa}$, 温度 $t_0 = 470^\circ\text{C}$; 级后蒸汽压力 $p_2 = 4.4\text{MPa}$ 。进入该级的初速动能 $\Delta h_{c_0} = 1.2\text{kJ/kg}$, 级平均直径 $d_m = 0.999\text{m}$, 速度比 $x_1 = 0.517$ 。喷嘴出汽角 $\alpha_1 = 10^\circ 48'$, 动叶出汽角 $\beta_2 = 17^\circ 54'$ 。喷嘴速度系数 $\varphi = 0.97$, 汽轮机转速为 $n = 3000\text{r/min}$ 。若排汽动能全部被下级利用, 试求该级无限长叶片的轮周有效焓降和轮周效率。

[轮周有效焓降为 48.20kJ/kg , 轮周效率为 90.5% 。]

45. 已知机组某纯冲动级喷嘴出口蒸汽速度 $c_1 = 766.8\text{m/s}$, 喷嘴出汽角 $\alpha_1 = 20^\circ$, 动叶圆周速度 $u = 365.76\text{m/s}$ 。若动叶进出口角度相等, 喷嘴速度系数 $\varphi = 0.96$, 动叶速度系数 $\psi = 0.8$, 通过该级的蒸汽流量 $G = 1.2\text{kg/s}$, 试求:

(1) 蒸汽进入动叶的角度 β_1 和相对速度 w_1 ;

(2) 蒸汽作用在叶片上的切向力 $F_{u\tau}$;

(3) 级的轮周功率 N_u 和轮周效率 η_u 。

[(1) $\beta_1 = 36^\circ 28'$, $w_1 = 441.2\text{m/s}$; (2) $F_{u\tau} = 766.4\text{N}$; (3) $N_u = 280.3\text{kW}$, $\eta_u = 0.722$ 。]

46. 已知某单级冲动式机组, 其级的平均直径 $d_m = 106.7\text{cm}$, 汽轮机转速 $n = 3000\text{r/min}$ 。喷嘴出汽角 $\alpha_1 = 18^\circ$, 级的速度比 $x_1 = \frac{u}{c_1} = 0.42$, 喷嘴速度系数 $\varphi = 0.96$, 动叶速度系数 $\psi = 0.84$ 。又知动叶出汽角比进汽角小 3° , 通过该级的蒸汽流量 $G = 7.26\text{kg/s}$ 。试求蒸汽作用在动叶上的切向力 $F_{u\tau}$, 轮周功率 N_u 和轮周效率 η_u , 并绘制级的速度三角形。

[$F_{u\tau} = 2867.8\text{N}$, $N_u = 480.6\text{kW}$, $\eta_u = 0.766$, 该级的速度三角形如图12所示。]

47*. 已知机组某中间级的反动度 $\Omega_m = 0.04$, 速度比 $x_1 = \frac{u}{c_1} = 0.44$, 级内蒸汽理想焓降 $\Delta h_i = 84.3\text{kJ/kg}$, 喷嘴出汽角 $\alpha_1 = 15^\circ$, 动叶出汽角和进汽角的关系是 $\beta_2 = \beta_1 - 3^\circ$, 蒸汽流量 $G = 4.8\text{kg/s}$, 前一级排汽余速动能可利用的能量为 $\Delta h_{c_2} = 1.8\text{kJ/kg}$ 。假设离开该级

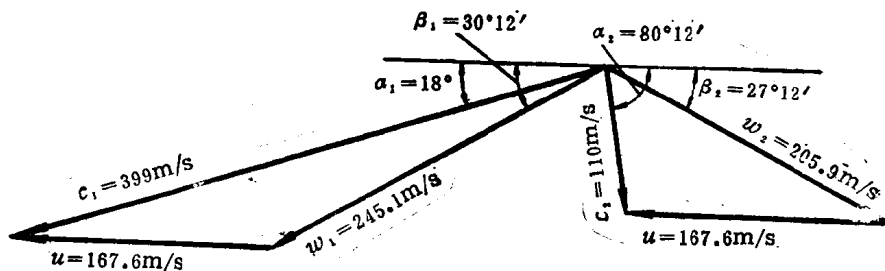


图 12

的汽流动能被下级利用了一半, 喷嘴速度系数 $\varphi = 0.96$, 试求该级的轮周功率 N_L 和轮周效率 η_u 。

解: 喷嘴出口实际速度 c_1 : $c_1 = \varphi \sqrt{2[(1-\Omega_m)\Delta h_t + \Delta h_{c_0}]}$

$$= 0.96 \times 44.72 \sqrt{(1-0.04) \times 84.3 + 1.8}$$

$$= 390.5 (\text{m/s})$$

圆周速度 u : $u = c_1 x_1 = 390.5 \times 0.44 = 171.8 (\text{m/s})$

动叶进口汽流相对速度 w_1 : $w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2c_1 u \cos \alpha_1}$

$$= \sqrt{390.5^2 + 171.8^2 - 2 \times 390.5 \times 171.8 \cos 15^\circ}$$

$$= 228.9 (\text{m/s})$$

动叶进汽角 β_1 : $\beta_1 = \sin^{-1} \frac{c_1 \sin \alpha_1}{w_1} = \sin^{-1} \frac{390.5 \sin 15^\circ}{228.9} = 26.2^\circ$

动叶出汽角 β_2 : $\beta_2 = \beta_1 - 3^\circ = 26.2 - 3 = 23.2^\circ$

动叶出口相对理想速度 w_{2t} : $w_{2t} = \sqrt{2\Omega_m \Delta h_t + w_1^2}$

$$= \sqrt{2 \times 1.000 \times 0.04 \times 84.3 + 228.9^2}$$

$$= 243.2 (\text{m/s})$$

根据 w_{2t} 及 Ω_m 值查附录 1 可得动叶速度系数 $\psi = 0.924$ 。

动叶出口相对速度 w_2 : $w_2 = \psi w_{2t} = 243.2 \times 0.924 = 224.7 (\text{m/s})$

动叶出口绝对速度 c_2 : $c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2w_2 u \cos \beta_2}$

$$= \sqrt{224.7^2 + 171.8^2 - 2 \times 224.7 \times 171.8 \cos 23.2^\circ}$$

$$= 95.1 (\text{m/s})$$

余速损失 Δh_{c_2} : $\Delta h_{c_2} = \frac{c_2^2}{2} = \frac{95.1^2}{2 \times 10^3} = 4.52 (\text{kJ/kg})$

喷嘴损失 Δh_{n_t} : $\Delta h_{n_t} = (1 - \varphi^2) \frac{c_{1t}^2}{2} = (1 - 0.96^2) \frac{\left(\frac{390.5}{0.96}\right)^2}{2 \times 10^3} = 6.49 (\text{kJ/kg})$

动叶损失 Δh_{b_t} : $\Delta h_{b_t} = (1 - \psi^2) \frac{w_{2t}^2}{2} = (1 - 0.924^2) \frac{243.2^2}{2 \times 10^3} = 4.32 (\text{kJ/kg})$