

高等学校教学用书

汽轮机在非设计 工况下的运行

苏联Г.С.薩莫依洛維奇 B.M.特罗揚諾夫斯基著

A.B.雪格馬雅耶夫編輯

張 仲 方譯

水利电力出版社

原 序

汽輪機在非設計工况下运行的問題是非常复杂的問題。這個問題在已經發表的文獻中還沒有得到充分的說明。無論在汽輪機的設計工作或者运行工作中，对于汽輪機及其元件的工况变化的情况，必須有一个明晰的概念，并且必須具备充分可靠地进行变动工况的計算的能力。

在文獻中已經闡明了关于变动工况的某些問題，其中大部分的工作应当归功于苏联的著作家們。Г.С. 日利茨基，B.B. 烏雅金采夫，A.C. 齐尔伯尔曼，И.И. 基利洛夫，A.И. 普利伯，И.И. 施亞新，Я.И. 希耐，A.B. 雪格里雅耶夫等的著述，对于汽輪機变动工况的各种問題都作了貢獻。全苏热工研究院和苏联技术改进局对汽輪機所作的无数次的試驗，以及汽輪機制造工厂（列宁格勒斯大林金屬工厂等）所完成的研究工作都具有很大的意义。最近在莫斯科动力学院，中央鍋爐汽輪機研究所和其他單位內，对汽輪機噴咀和叶~~片~~機構，以及汽輪機級的非設計工况也进行了实验研究。

作者在本書內利用了最新的試驗工作的成果，其中包括作者在莫斯科动力学院热~~入~~发动机教研室內所作的关于高流速下发生在汽輪機級內的过程的試驗。作者在探討本書許多問題时所持的見解是比較新的，并注意到为使本書的証明能从物理現象出发，因而本書所涉及的許多問題是一般常見的，也是很簡單的。例如汽輪機和級組的变动工况，对已知通流部分尺寸的汽輪機的計算，超临界速度下真空对于汽輪機功率的影响，轉速变动时汽輪機的工作等等。

本書的某些部分对于燃气輪機的变动工况的研究也是有参考意义的。

除敘述了准确的計算方法以外，作者还建議采用近似的計算

方法。在缺乏汽輪机的全部数据的情况下，近似的計算方法在實踐中是特別有用的。在書中作者还举了許多从汽輪机的运行實踐和事故中取来的实际例子。它們不但說明了書中的理論部分，同时也使讀者熟悉了实际問題的解法。

汽輪机工况变动的問題，对于汽輪机制造厂、研究机关和发电厂內的工程师們是有很大的意义的。

書內的材料是順着次序叙述的，因而本書可以用作高年級的大学生以及以热能动力裝置和动力机械制造專業作毕业論文用的教学参考書。在編著本書时，我們假定讀者已經熟悉了汽輪机的一般課程，并利用了作者在莫斯科动力学院毕业班选科內講課的經驗。

本書編輯苏联科学院通訊院士 A.B. 雪格里雅耶夫教授对本書的編写給了很大的帮助，本書审閱者 A.K. 基尔希工程师和 M.E. 吉依奇講師在編輯本書时都提供了許多有益的意見，謹在这里表示感謝。

作 者

目 录

第一章 噴咀和叶片的变动工况	5.
1-1. 基本流动方程式 (5)	
1-2. 蒸汽相对流量的曲线網图 (8)	
1-3. 速度系数和流量系数 (10)	
1-4. 膨脹式噴咀的变动工况 (22)	
1-5. 蒸汽在噴咀和叶片的斜切部分內的膨脹 (31)	
第二章 級在非設計工况下的工作	37
2-1. 动叶进口处汽流方向变化引起的各种損失 (38)	
2-2. 蒸汽初态参数已定时級的計算 (40)	
2-3. 蒸汽終态参数已定时級的計算 (45)	
2-4. 变动工况下級的反动度 (53)	
2-5. 級內的損失和效率的变化 (69)	
2-6. 流量与級內蒸汽参数的关系 (78)	
2-7. 調整級的变动工况 (81)	
2-8. 凝汽式汽輪机的最后一級在排汽压力变化时的工作 (91)	
第三章 多級汽輪机的变动工况	94
3-1. 通汽量变动时汽輪机各級間压力和热降的分配 (95)	
3-2. 非調整抽汽, 給水溫度的变化, 再生加热器的停用 (103)	
3-3. 工况变动时逐級进行汽輪机的計算 (107)	
3-4. 汽輪机的效率 (111)	
3-5. 蒸汽通量变动时叶片和隔板的强度問題 (121)	
第四章 汽輪机在轉速变动时的工作	125
第五章 通流部分尺寸已定时多級汽輪机的計算	131
5-1. 汽輪机的蒸汽流量和功率的确定 (131)	
5-2. 汽輪机前和在調整抽汽段內的蒸汽参数的确定 (142)	
第六章 汽輪机內軸向力的变化	147
6-1. 冲击式汽輪机級內的軸向力 (148)	
6-2. 多級冲击式汽輪机內的軸向力 (155)	
6-3. 反动式汽輪机內的軸向力 (160)	
6-4. 汽輪机通流部分的制造精确度和間隙对于軸向力的影响 (161)	
第七章 新蒸汽参数的变化	167
7-1. 蒸汽的初压力对汽輪机功率的影响 (假定蒸汽的初溫度不变) (169)	
7-2. 初压力变化时 (初溫度不变) 汽輪机工作的可靠性 (176)	
7-3. 初溫度对汽輪机功率的影响 (假定初压力不变) (182)	
第八章 排汽压力和調整抽汽段压力的影响	189

- 8-1. 排汽压力对汽轮机功率的影响。通用曲线(190) 8-2. 把凝汽式汽轮机改为供热式运行(201) 8-3. 汽轮机背压的变化(208)
8-4. 供工业用的抽汽(213) 8-5. 供取暖用的抽汽(218)

第九章 冲击式汽轮机在缺少个别级的情况下工作.....219

- 9-1. 一般的计算顺序(221) 9-2. 缺少调整级动叶片的汽轮机的工作(224) 9-3. 汽轮机在缺少中间级或最后一级动叶片的情况下的工作(227) 9-4. 汽轮机在缺少一级隔板的情况下的工作(234)

第十章 反动式汽轮机在缺少个别级的情况下的工作.....245

- 10-1. 汽轮机在缺少一列或数列中间级叶片的情况下的工作(246)
10-2. 装置节流隔板(254) 10-3. 拆去具有分叉汽流的汽轮机内的级(257) 10-4. 汽轮机在缺少最后一列或数列叶片的情况下的工作(261) 10-5. 汽轮机在缺少开头一列或数列非调整级叶片的情况下的工作(262)

附录

1. 过热蒸汽流过收缩形喷嘴时的相对流量表.....266
2. 收缩形喷嘴的曲线网图.....267
3. BP-25型超置式汽轮机热力计算的基本数据.....268
4. AK-4型凝汽式汽轮机热力计算的基本数据(计算列在表内).....271
5. 列宁格勒斯大林金属工厂出品的汽轮机的级的最大内功率...(插图)

参考文献.....272

第一章 噴咀和叶片的变动工况

当汽輪机在不符合設計的条件下运行时，例如蒸汽流量和蒸汽参数等变动时，它的通流部分的主要部件的工况也就跟着变动。在汽輪机某几級的噴咀和叶片內，就发生了蒸汽参数、流动速度、各种損失和其它特性的变化。

研究汽輪机在非設計工况下运行的問題，应该从研究蒸汽在噴咀和动叶道內流动的規律性着手。

1-1. 基本流动方程式

研究蒸汽在汽輪机通流部分流动的状况时，沒有必要把噴咀（即靜止的叶柵）和动叶（即轉动的叶柵）分开来处理，只要考虑在相对运动下的动叶就够了。

在动叶片的进口，有时候也在噴咀內，汽流的速度是很大的。为了簡化公式，現引用汽流的制动参数（又称制止参数）的概念。

蒸汽的制动参数就是把汽流在等熵的条件下完全制动（即将速度降为零）时所得的参数。

为了求得在噴咀前的制动参数，可以足够精确地使用理想气体的方程式：

$$\frac{p'_0}{p_0} = \left(1 + \frac{k-1}{2} \frac{c_0^2}{kg p_0 v_0}\right)^{\frac{k}{k-1}} = \left(1 + \frac{k-1}{2} M_0^2\right)^{\frac{k}{k-1}}, \quad (1-1)$$

$$i'_0 = i_0 + \Delta h_0 = i_0 + \frac{Ac_0^2}{2g},$$

$$\frac{v'_0}{v_0} = \left(1 + \frac{k-1}{2} \frac{c_0^2}{kg p_0 v_0}\right)^{\frac{1}{k-1}} = \left(1 + \frac{k-1}{2} M_0^2\right)^{\frac{1}{k-1}},$$

$$\frac{T'_0}{T_0} = 1 + \frac{k-1}{2} \frac{c_0^2}{kg p_0 v_0} = 1 + \frac{k-1}{2} M_0^2,$$

式中 c_0 为蒸汽进入喷嘴的速度; $M_0 = \frac{c_0}{a_0}$ 为蒸汽进入喷嘴的无因次速度; p'_0, v'_0, i'_0, T'_0 为蒸汽流的制动参数; p_0, v_0, i_0, T_0 为喷嘴前蒸汽的参数; a_0 为喷嘴入口处汽流内的音速。

求出动叶前相对运动的制动参数。

$$\frac{p'_1}{p_1} = \left(1 + \frac{k-1}{2} \frac{w_1^2}{kg p_1 v_1}\right)^{\frac{k}{k-1}} = \left(1 + \frac{k-1}{2} M_{w1}^2\right)^{\frac{k}{k-1}},$$

$$i'_1 = i_1 + \Delta h_1 = i_1 + \frac{A w_1^2}{2g},$$

$$\frac{v'_1}{v_1} = \left(1 + \frac{k-1}{2} \frac{w_1^2}{kg p_1 v_1}\right)^{\frac{1}{k-1}} = \left(1 + \frac{k-1}{2} M_{w1}^2\right)^{\frac{1}{k-1}} \quad (1-2)$$

$$\frac{T'_1}{T_1} = 1 + \frac{k-1}{2} \frac{w_1^2}{kg p_1 v_1} = 1 + \frac{k-1}{2} M_{w1}^2,$$

式中 w_1 为蒸汽进入动叶的相对速度; $M_{w1} = \frac{w_1}{a_1}$ 为蒸汽进入动叶的无因次相对速度; p'_1, v'_1, i'_1, T'_1 为相对运动中蒸汽的制动参数; p_1, v_1, i_1, T_1 为动叶前蒸汽的参数; a_1 为喷嘴后汽流内的音速。

制动参数可以很方便地利用 i - s -图求得 (图 1-1)。从相当于蒸汽在通道 (例如动叶道) 前的状态的 A 点, 沿着等熵线向上延长热降 $\Delta h_1 = \frac{A w_1^2}{2g}$ 。蒸汽在 A' 点的状态将表示汽流在相对运动中的制动参数 (p'_1, i'_1, v'_1, T'_1)。

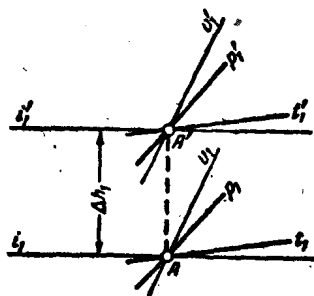


图 1-1 制动参数计算图

现在将计算喷嘴和动叶内的汽流时所必需的一些关系式引出来。

对于等熵膨胀, 从喷嘴出来汽流速度可以按照下式求得:

$$c_{1t} = \sqrt{\frac{2kg}{k-1} p'_0 v'_0 \left(1 - \left(\frac{p_1}{p'_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right)}, \quad (1-3)$$

或者經過等熵熱降

$$c_{1t} = \sqrt{\frac{2g}{A} (h_0 + \Delta h_0)} = 91.5 \sqrt{h_0 + \Delta h_0}. \quad (1-4)$$

通過收縮形噴嘴的蒸汽的理論流量，象大家所知道的，可以按照下式計算：

$$G = F_1 \sqrt{\frac{2kg}{k-1} \frac{p'_0}{v'_0}} \sqrt{\frac{2}{\varepsilon^k - \varepsilon^{\frac{k+1}{k}}}}, \quad (1-5)$$

式中 F_1 為噴嘴最小截面積； $\varepsilon = \frac{p_1}{p_0}$ 為噴嘴後壓力對制動壓力的比。

當噴嘴前的蒸汽參數不變，在壓力比為 $\varepsilon \leq \varepsilon_{\text{臨界}} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$

時所能通過噴嘴的最大蒸汽流量稱為臨界流量。此時，在喉部的流速 c 稱為臨界流速 $c_{\text{臨界}}$ ，並等於該處的音速 a ，用相當的 a_* 的等式來表示：

$$c_{\text{臨界}} = a_* = \sqrt{\frac{2k}{k+1} g p'_0 v'_0} = \sqrt{kg p_{\text{臨界}} v_{\text{臨界}}}, \quad (1-6)$$

式中 $p_{\text{臨界}}$ 及 $v_{\text{臨界}}$ 為蒸汽的臨界參數。

壓力的臨界比 $\varepsilon_{\text{臨界}} = p_{\text{臨界}}/p'_0$ ，對於過熱蒸汽是 $\varepsilon_{\text{臨界}} = 0.546$ ，對於干飽和蒸汽是 $\varepsilon_{\text{臨界}} = 0.577$ 。對於濕蒸汽， $\varepsilon_{\text{臨界}}$ 一般與干度 x 有關。在汽輪機各級可能工作的範圍內 ($x > 0.85$)，實際上可採取 $\varepsilon_{\text{臨界}} \approx 0.577$ 。

為了方便起見，可把通過噴嘴的蒸汽流量用臨界流量來表示，這樣就得把公式(1-5)改寫為：

$$G = \alpha G_{\text{臨界}}, \quad (1-7)$$

$$G_{\text{臨界}} = F_1 \sqrt{kg \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \sqrt{\frac{p'_0}{v'_0}}.$$

對於過熱蒸汽， $k=1.3$ 則

$$G_{\text{臨界}} = 2.09 F_1 \sqrt{\frac{p'_0}{v'_0}} \text{ 公斤/秒}, \quad (1-8)$$

式中 p'_0 的單位是公斤/公尺²， v'_0 的單位是公尺³/公斤。

对于干飽和蒸汽， $k=1.135$ ，則

$$G_{\text{临界}} = 1.99 F_1 \sqrt{\frac{p'_0}{v'_0}} \quad (1-9)$$

对于湿蒸汽，当 $\lambda > 0.85$ 时，也可以采用公式(1-9)。

公式(1-7)內的相对蒸汽流量 α 等于：

$$\alpha = \frac{G}{G_{\text{临界}}} = \sqrt{\frac{2}{k-1} \left(\frac{k+1}{2} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \sqrt{\varepsilon^{\frac{2}{k}} - \varepsilon^{\frac{k+1}{k}}}} \quad (1-10)$$

公式(1-5)和(1-10)仅仅在压力比大于或等于临界值，即 $\varepsilon \geq \varepsilon_{\text{临界}}$ 时才可用。当 $\varepsilon \leq \varepsilon_{\text{临界}}$ 时，蒸汽流量等于临界值 ($\alpha = 1$)，应该从公式(1-8)或(1-9)求得。

在实际計算中，求相对流量的公式(1-10)可以很精确地用下列橢圓方程式来代替：

$$\alpha = \sqrt{1 - \left(\frac{\varepsilon - \varepsilon_{\text{临界}}}{1 - \varepsilon_{\text{临界}}} \right)^2} = \sqrt{1 - \left(\frac{p_1 - p_{\text{临界}}}{p'_0 - p_{\text{临界}}} \right)^2} \quad (1-11)$$

过热蒸汽的相对流量 α 与压力比 ε 的关系見附录 1。

1-2. 蒸汽相对流量的曲线网图

应用 A.B. 雪格里雅耶夫教授提出的流量曲线网来计算噴咀工况的变化是很方便的。

通过收缩形噴咀的相对蒸汽流量 α ，当制动参数不变及变动背压 $\varepsilon = p_1/p'_0$ 时，可以用图 1-2 內的綫 abc 来表示。直綫 ab 相当于蒸汽的临界流量，在这一段內 $\varepsilon < \varepsilon_{\text{临界}}$ 。符合于公式(1-11)的曲线 bc 是橢圓的一段弧，当軸的尺寸比例选择得合适时，可能是一段圓弧。

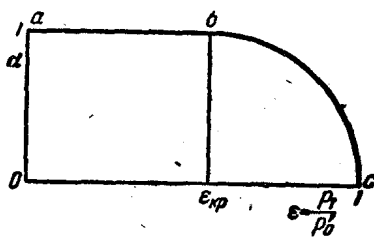


图 1-2 通过收缩形噴咀的蒸汽流量变化曲线

临界流量 $G_{\text{临界}}$ (制动参数为 $p'_{0n}, v'_{0n}, T'_{0n}$) 对最大临界流量 $G_{\text{最大临界}}$ (制动参数为 p'_0, v'_0, T'_0) 的比根据公式(1-7)应为

$$\frac{G_{\text{临界}}}{G_{\text{最大临界}}} = \sqrt{\frac{p'_{0n}}{p'_0} \frac{v'_0}{v'_{0n}}}$$

使用理想气体状态的方程式后可得:

$$\frac{G_{\text{临界}}}{G_{\text{最大临界}}} = \frac{p'_{0n}}{p'_0} \sqrt{\frac{T'_0}{T'_{0n}}} \quad (1-12)$$

当喷嘴前蒸汽的温度变动不大时 (汽轮机内工况发生变化时温度变动一般不大), 公式(1-12)可以简化成

$$\frac{G_{\text{临界}}}{G_{\text{最大临界}}} = \frac{p'_{0n}}{p'_0} \quad (1-13)$$

如果制动参数和喷嘴后的压力都发生变化时, 蒸汽流量可以用下列公式表示[参考文献42]:

$$\left(\frac{G}{G_{\text{最大临界}}} \right)^2 = \left(\left(\frac{p'_{0n}}{p'_0} \right)^2 - \frac{1}{(1 - \varepsilon_{\text{临界}})^2} \left(\frac{p_1}{p'_0} - \varepsilon_{\text{临界}} \frac{p'_{0n}}{p'_0} \right)^2 \right) \frac{T'_0}{T'_{0n}} \quad (1-14)$$

设 $\alpha = \frac{G}{G_{\text{最大临界}}}$, $\varepsilon = p_1/p'_0$, $\varepsilon_0 = p'_{0n}/p'_0$, $\tau_0 = T'_0/T'_{0n}$, 上列公

式(1-14)可写成:

$$\alpha^2 = \left(\varepsilon_0^2 - \frac{1}{(1 - \varepsilon_{\text{临界}})^2} (\varepsilon - \varepsilon_{\text{临界}} \varepsilon_0)^2 \right) \frac{1}{\tau_0} \quad (1-14a)$$

如果采取初温度不变 ($\tau_0 = 1$), 则公式(1-14)可用附录 2 内的流量的綫网图表示。

如果初温度变化时, 同样也可以采用流量的綫网图, 然后根据公式(1-14a)来计算温度的变化。

例题 1-1

求通过收缩形喷嘴组的蒸汽流量的变化, 如果喷嘴前在设计情况下

① 所谓最大临界流量 $G_{\text{最大临界}}$ 系指在一定的条件下可能遇到的最大临界流量。

$p_0 = 10$ 絕對大氣壓降低到 3
 $p_{01} = 9$ 絕對大氣壓，而噴咀
 後的壓力都從 $p_1 = 7$ 絕對大氣
 壓升高到 $p_{11} = 8$ 絕對大氣壓。
 同時初溫度從 $t_0 = 320^\circ\text{C}$ 降低
 到 $t_{01} = 305^\circ\text{C}$ 。

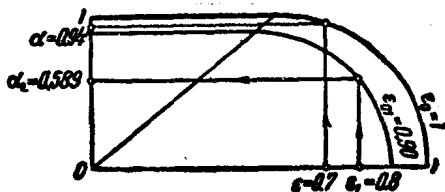


圖 1-3 例題 1-1

溫度的變化。按照設計情況①下的相對壓力 $\varepsilon = \frac{p_1}{p_0} = 0.7$ ，從流量綫網圖(附
 錄 2)上找到相對流量 $\alpha = 0.94$ (圖 1-3)。在新的情況下，噴咀前後的壓力
 對設計的初壓力的比是，

$$\varepsilon_{01} = \frac{p_{01}}{p_0} = 0.9, \quad \varepsilon_1 = \frac{p_{11}}{p_0} = 0.8.$$

其次利用流量綫網圖求出新工況下的蒸汽流量對於初參數為 p_0 、 t_0 的
 臨界蒸汽流量的比，

$$\alpha_1 = 0.589.$$

然後，考慮到初溫度的變化，根據公式求出蒸汽的流量為：

$$G_1 = G \frac{\alpha_1}{\alpha} \sqrt{\frac{T_0}{T_{01}}} = G \frac{0.589}{0.940} \sqrt{\frac{320+273}{305+273}} = 0.635G.$$

其他使用流量綫網圖計算噴咀工況變動的例題，可以在原作者所寫的書中
 [參考文獻 29] 找到。

1-3. 速度系數和流量系數

讓我們研究一下通過汽輪機各級噴咀和動葉的蒸汽流動的實際過程。在實際過程中，原來假定的沒有損失，在任意截面內沿
 柵距與高度的速度及壓力不變等情況都不存在了。首先看一下研究噴咀和動葉葉柵內汽流的物理現象的一些結果。

觀察一下裝在凝汽式汽輪機前後幾級②(沖制的葉片)帶有收縮形葉片間通道(圖 1-4)的噴咀葉柵後的汽流圖譜及沿柵距方向的
 參數分布情況。在圖 1-5 內可以看到流過葉柵的兩種典型情

① 假定噴咀前的制動壓力大約等於壓力 p_0 ，即蒸汽進入噴咀的速度是很小的。

② 汽輪機的最後一級和調整級一樣，經常在非設計的工況下運行，它的噴咀
 和動葉在本節內有說明。

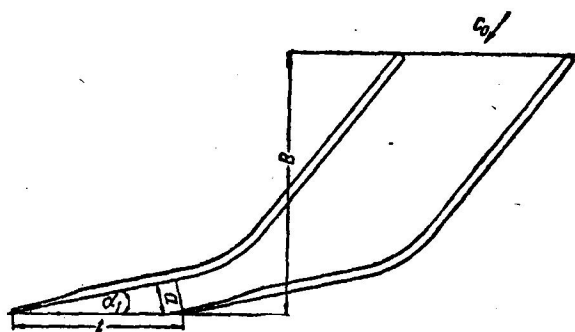


图 1-4 装于凝汽式汽轮机最后几级的带有收缩形叶片间通道的叶栅

况。照片很清楚地显示出在喷嘴斜切部分及在叶栅出口截面后的汽流的情况。在图内示有流量低于临界值（压力比 $\varepsilon = p_1/p'_0 = 0.69$ ）的汽流的照片。注意在这个情况下，出口边沿汽流的痕迹是跟出口边缘的方向符合的。在喉部（即最小截面处），虽然汽流是低于临界值，可以看到冲击压缩的现象，位于汽流发生局部过胀处的后面。

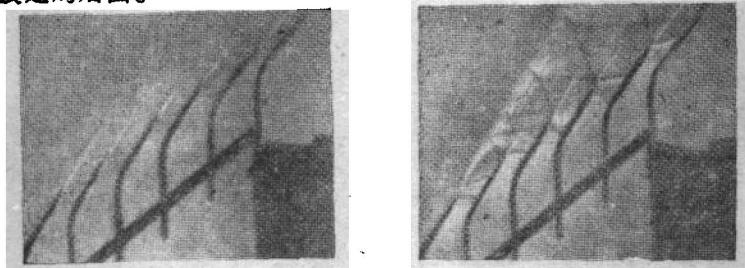


图 1-5 流过喷嘴叶栅的汽流图

a—低于临界压力降；b—超临界压力降。

超过临界速度时（右图， $\varepsilon = \frac{p_1}{p'_0} = 0.35$ ），汽流的结构改变了。这里可以见到拆散波（Волны Разрежения），原生与叶尾冲击波，冲击的位置与强度随着汽流的情况而变化。膨胀不仅发生在通道的收缩部分，而且也发生在斜切部分。汽流穿过波系及冲击

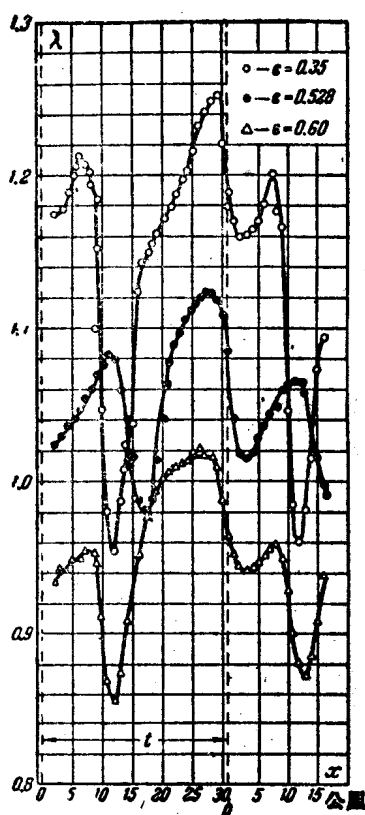
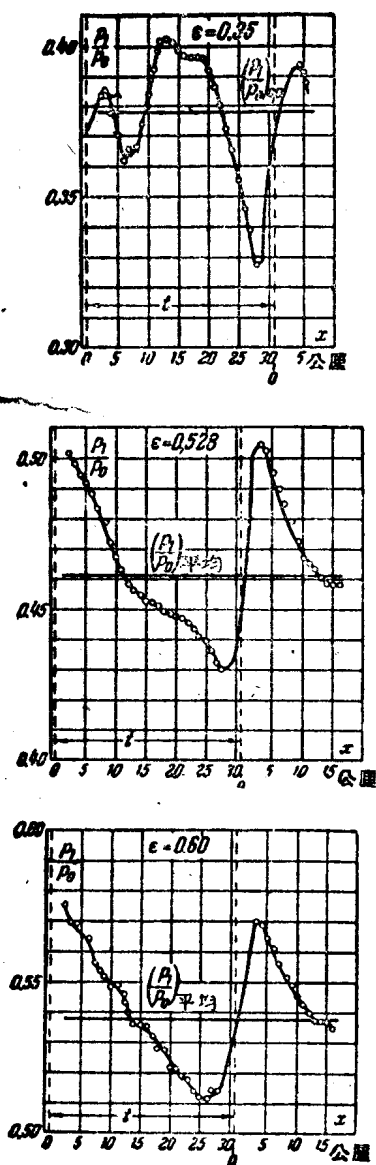


图1-6 收缩形喷嘴后静压与速度沿栅距的分布情况(根据莫斯科动力学院的实验)

壓縮區。波系的組成部分為：從葉片後緣射至葉片背面的有中心點的折散波(照片內白色地帶)，從葉片背後反射出來的二次折散波，和三次沖擊壓縮。其中最強烈的是葉片後緣的沖擊，位在葉柵之後，可以很清楚地從照片上看出來。

葉柵後各部分的壓力強度、速度的大小和方向在很大的程度上決定於折散及沖擊波的情況。

發生超臨界壓力降時，葉片邊緣後的痕跡便被沖壞而發生曲折，就不跟出口邊緣的方向相合了。

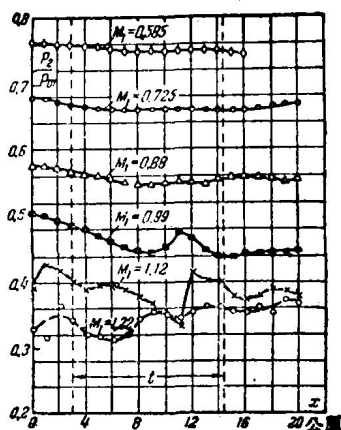
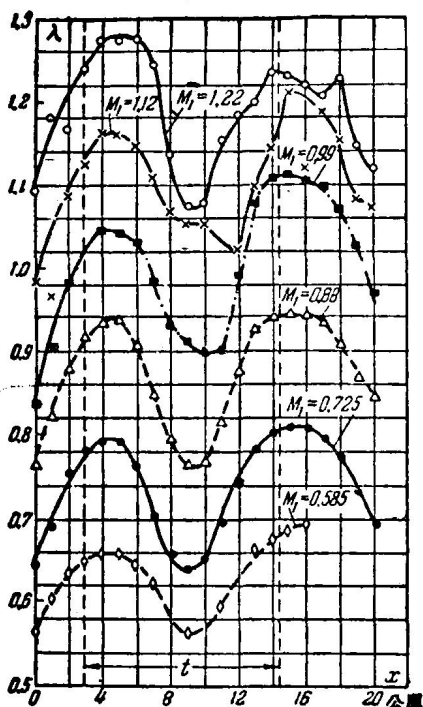
在圖 1-6 中載有汽流的靜壓及無因次速度沿柵距分布情況的試驗結果。圖內的曲線指示出靜壓和速度隨着情況變化的不均勻程度。圖表的縱軸為相對壓力 $\frac{p_1}{p_0}$ 及汽流的局部速度對臨界速度的

的比 $\lambda = \frac{c}{a_*}$ 。在葉片邊緣後的痕跡部分可以看到速度的劇烈下降，流速愈高下降也愈多。在汽流的核心部分還可以看到速度場的不均勻，而在超音速的情況下尤其顯著，這是可以由折散及沖擊波系的影響來解釋的。靜壓損失及速度的測量是在距離葉柵相當於柵距的十分之一的距離處進行。

圖 1-7 畫出了為雙列速度級葉輪的第 1 列葉柵所作的類似的曲線。那個葉柵的特点是，在速度級的某些工况下，葉柵進口處的流速可能超過音速。在這種情況下，汽流的情況就大大的改變了。在進口邊緣前就形成了沖擊波系，在通道內就有了折散波和沖擊波。用光學儀器取得的這種汽流的圖譜載在圖 1-8 內。

在蒸汽流動的實際過程中，汽流的一部分動能變成了熱能。動能的損失的部分對被利用的部分的比值稱為損失系數 ζ 。由於汽流分布得不均勻，通道內沿柵距方向各點的損失也是不均勻的，並與通過噴咀及動葉的汽流狀況有關。這可用圖 1-9 和圖 1-10 來說明，圖內表示了噴咀和動葉內沿柵距方向各點上的損失系數跟工况的關係。

最大的損失發生在葉緣後的尾迹部分，而最小的損失則在汽



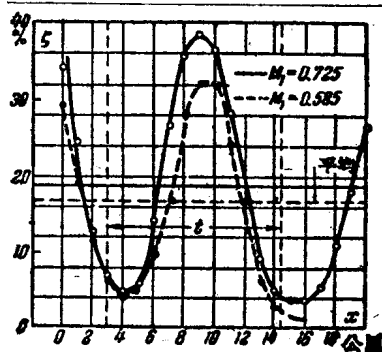
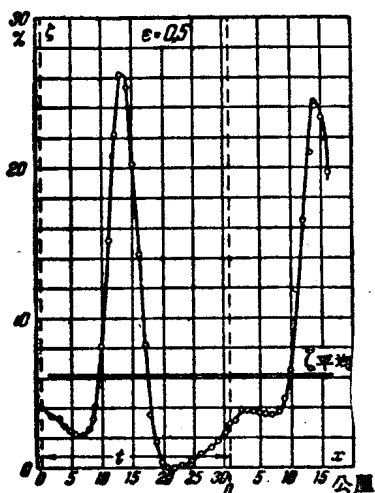
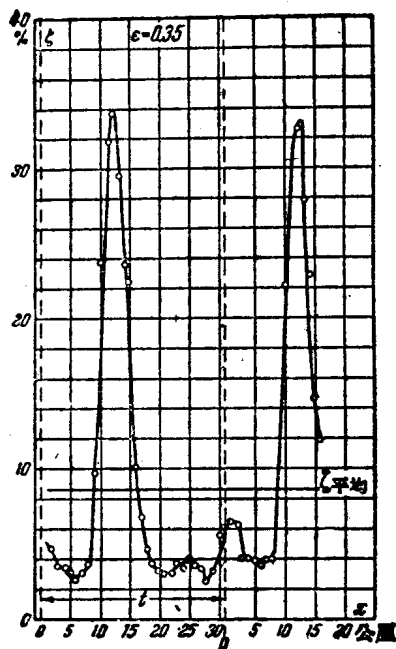
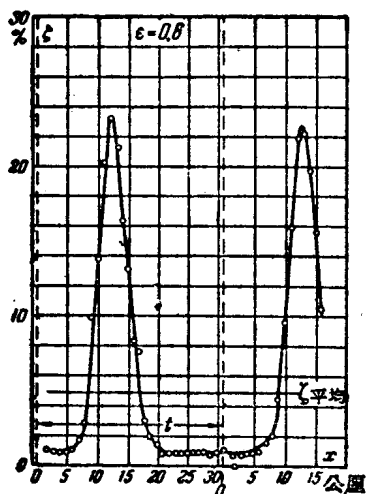


图 1-9 收缩形喷嘴后沿栅距方向各点损失的变化(根据莫斯科动力学院的实验)

图 1-10 双列速度级轮第 1 列动叶后沿栅距方向各点损失的变化情况(根据莫斯科动力学院实验)

如果研究高度大的噴咀(或动叶)时,則可以考虑把这些損失作为等于整个噴咀的平均損失。如果噴咀或叶片的高度相对不很大,而不可能忽略沿高度的損失的变化时,則計算平均值时必須沿着柵距方向和沿着通道的高的方向同时进行:

$$\zeta_{\text{平均}} = \frac{1}{tl} \int_0^l \int_0^t \zeta dt dl.$$

图1-11內載有在不同流速下的損失系数沿柵距方向的平均值,沿着叶片高度变化的情况。

試驗^①是在由30公厘高的冲击式叶片組成的叶柵上进行。損失沿高度分布得不均匀的原因是由于壁面端的影响,汽流在壁面受到阻滯,并在产生的附面层內开始

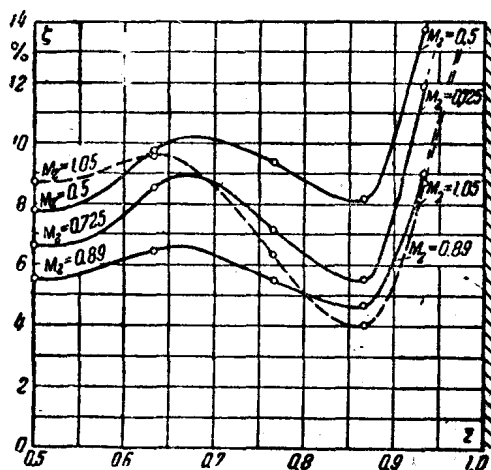


图 1-11 在不同流速下冲击式叶柵的損失系数沿柵距方向的平均值,沿着叶片高度变化的情况
(根据莫斯科动力学院的实验)

了从叶片凹面流向背面的环繞汽流,这一汽流是由橫方向的压力差所引起的。在叶片背面在头上发生了附面层的破坏。在壁端上汽流的核心內形成了封閉的渦流部分[参考文献 6]。

进行噴咀和动叶的計算时,一般采用参数及損失沿截面的平均值和平均速度。于是,蒸汽流动的速度就可以根据下列公式求出:

$$c_1 = \varphi \cdot 91.5 \sqrt{h_{0c} + \left(\frac{c_0}{91.5} \right)^2}, \quad (1-15)$$

① 該試驗是由B. B. 弗勞洛夫在莫斯科动力学院热力发动机实验室内进行的。