

高等學校教學用書

普通熱工學

第三冊

С. Я. КОРНИЦКИЙ 等主編
東北工學院熱工教研組譯

高等教育出版社

72.54
917
:3

高等學校教學用書



普通熱工學

第三冊

С. Я. 闊爾尼茨基 主編
Я. М. 魯濱斯坦
東北工學院熱工教研組譯

210593/17

高等教育出版社



本書係根據蘇聯動力出版社(Государственное энергетическое издательство)出版的闊爾尼茨基(С. Я. Корницкий)和魯賓斯坦(Я. М. Рубинштейн)主編“普通熱工學”(Общая теплотехника)1952年增訂版譯出的。原書經蘇聯高等教育部審定為高等學校教學參考書。

本書分四冊出版。第一冊內容為工程熱力學及傳熱學。工程熱力學部分論述熱力學的諸定律及其應用,並論述各種熱機與熱裝置的諸循環。傳熱學部分則論述傳導、對流、輻射三種傳熱方式的傳熱理論。

第二、三冊簡稱為“蒸汽循環”,其中包括蒸汽動力裝置的所有材料,即鍋爐燃料、鍋爐組合、蒸汽機汽輪機及蒸汽發電站。

第四冊內容為“氣體循環”,在此部分中論述發動機燃料、內燃機、燃氣輪機及內燃機站等問題。

本書原由龍門聯合書局出版,現轉移我社出版,用該局原紙型重印。

普 通 熱 工 學

第三冊

С. Я. 闊爾尼茨基等主編

東北工學院熱工教研組譯

高等教育出版社出版

北京琉璃廠一七〇號

(北京市書刊出版業營業許可證出字第〇五四號)

上海集成印刷廠印刷 新華書店經售

書號 15010-376 開本 850×1168 1/32 印張 8 2/16 插頁 4 字數 208,000

一九五四年六月龍門聯合書局初版

一九五六年十二月第一次印刷

一九五六年十二月上海第一次印刷

印數 1—2,000

定價(10) 洋 1.10

目 錄

第五編 汽 輪 機

第 5-1 章 汽輪機的熱過程	1
5-1 汽輪機的工作原理	1
5-2 汽輪機的設備	12
5-3 段的損失和效率	16
5-4 多段式汽輪機的熱過程	24
第 5-2 章 汽輪機的構造	30
5-5 蘇聯汽輪機製造的發展	30
5-6 汽輪機的主要零件	34
5-7 汽輪機的構造	49
5-8 汽輪機的分類	57
第 5-3 章 汽輪機的輪汽部分	60
5-9 汽輪機的段	60
5-10 多段汽輪機	71
第 5-4 章 在工况變動時汽輪機的運轉	79
5-11 汽輪機的工况圖	79
5-12 蒸汽分配	82
5-13 汽輪機的調整系統	89

第 5-5 章 冷凝設備	105
5-14 冷凝器的工作與系統	105
5-15 冷面式冷凝器內的熱過程	110
5-16 冷凝器和輔助設備的構造	112
第 5-6 章 汽輪機裝置的一般運轉情形	118
5-17 汽輪機的起動、停車和着管	118
5-18 汽輪機裝置的修理和保養	121
5-19 汽輪機運轉情況對其工作的經濟性和安全性的影響	125

第六編 蒸汽發電站

第 6-1 章 熱力裝置的一般知識	129
6-1 熱力裝置的類型	129
6-2 蘇聯在動力建設上的發展	132
6-3 對熱電站提出的基本要求	136
第 6-2 章 蒸汽發電站的熱系統和部件	138
6-4 蒸汽發電站的主要部件	138
6-5 蒸汽發電站的熱系統	139
6-6 發電站熱系統的計算	144
6-7 水處理; 水的清潔和軟化	148
6-8 水處理; 蒸餾水和化學除鹽水的製備	157
6-9 鍋爐裝置的給水系統。 給水的除氧	163
6-10 熱化。 網水加熱器	166

6-11 蒸汽管道	174
6-12 水的供應	179
6-13 自動車式發電站中熱系統的特點	184
6-14 燃料貯存和向發電站的輸送	186
6-15 集灰及排灰	192
第 6-3 章 蒸汽發電站的佈置	198
6-16 發電站建築地址的選擇	198
6-17 蒸汽發電站的佈置	199
第 6-4 章 發電站的負荷曲線及工況	210
6-18 電和熱負荷曲線。發電站容量的決定及其主要設備 ..	210
6-19 發電站工況的指數	216
6-20 按照已知熱負荷曲線或電負荷曲線的發電站的工作 ..	220
第 6-5 章 發電站的經濟性	225
6-21 發電站的耗汽量和燃料消耗量	225
6-22 冷凝式發電站的總效率	233
6-23 熱電站(ТЭЦ)的總效率和燃料消耗率	236
6-24 自用电量消耗量。發電站的淨效率。蒸汽和燃料的 正規消耗量和工作消耗量	241
6-25 熱電站中所得到的能量的成本	246
中俄名詞對照表	251

第 五 編

汽 輪 機

第 5-1 章

汽 輪 機 的 熱 過 程

5-1. 汽輪機的工作原理

到上世紀末為止，在活塞式機器中變熱能為機械功是實際上應用於工業的唯一方法。此方法是以直接變蒸汽位能為功的最簡單原理為基礎，而功係由機器活塞所完成，對進入蒸汽機汽缸的每部分蒸汽需要完成單獨的循環，即原則上只允許週期性的熱機工作過程。就熱力學的觀點（能較接近於可逆）和構造的觀點（具有往復運動）來說，過程進行的緩慢是此方法的特點，並且提高速度將引起熱機損失的增加和效率的降低。然而由於原理的簡單與明顯，即使在較低的技術與科學發展水平下也能在工業上把熱能變為機械能。簡單、便宜和安全的蒸汽機能夠很成功地滿足各個企業在小功率的原動機方面當生產過程進行速率不大時的需要，並且它在工業機器製造技術和科學發展方面佔有很重要的地位。熱力學的發展在很大的程度上是由蒸汽機所推動的。

然而按照工業發展的尺度來說，各種生產企業所需功率的增大、工藝生產過程的加速上升和技術完善性的增高都將顯示出蒸汽機的主要

缺點：在一個設備裏獲得大功率和增加作用速率（轉數）的不可能性、由於活塞和聯桿曲柄機構的直線往復運動所產生的巨大慣性應力的存在、運轉的不平穩、過大的尺寸和重量、依靠利用高的初溫與冷凝器內的高度真空以提高熱經濟性的不可能性。

除上面這些以外，生產過程的分散與改善、各個生產設備數目的增多、企業所佔空間的增大以及在長距離傳送功率的必需性都嚴重地惡化了傳送聯動機構的缺點。提高機器原動機單位馬力的適當性和工具機數量增加之間的矛盾，使最完善和最通用的形式的電能得以應用和廣泛的流行。電能的應用使巨大的功率能集中在一個設備或裝置中，同時使在任何距離內實際上傳遞能量特別簡單，並且大大便於分散為各個生產過程所需要的任意小的功率，還有，它可實現各種工具機的實際上的任意速率（轉數）。

能量的產生和工業上的工藝過程間的分開以及在通常為平行工作（即將能量供給公共電網上）的大型裝置中的功率集中為生產電能過程的優越性，也特別有力地顯示出蒸汽機的缺點。在新的情況下採用對於平行工作不大有利的活塞式機器為不合適，甚至實際上為不可能，所以要求產生具有連續的熱過程而沒有各部分的直線往復運動的快速機器原動機。汽輪機便是上世紀末得到實際應用的這種原動機，它的作用原理早在遠古時期已經知道了[希羅 (Герон) 球]。

此作用原理為完成兩個連續進行的過程。其中之一是變蒸汽熱能為蒸汽本身的動能，第二個過程為把蒸汽的動能傳給汽輪機的轉軸。變蒸汽的熱能為動能是在蒸汽噴嘴中完成的 (§ 1-17)，在噴嘴裏由於壓力降低蒸汽便膨脹，從而獲得了某個終速 α_1 [米]/[秒]和動能^①

① 為了更方便地研究汽輪機中的過程，在以後的敘述中，某些符號與 §1-17 和 §1-20 中所採用的符號有些不同。

$$\frac{c_1^2}{2g} [\text{公斤}][\text{米}]/[\text{公斤}],$$

當與周圍介質沒有熱交換時，蒸汽熱含的降落為

$$h = i_0 - i_\kappa [\text{大卡}]/[\text{公斤}],$$

式中 i_0 —在噴嘴前的蒸汽熱含；

i_κ —在噴嘴後的蒸汽熱含。

如果已知蒸汽在噴嘴前的初參數 p_0, t_0 和在噴嘴後的終壓力 p_κ 以及進入噴嘴的蒸汽速度 c_0 ，則用 is 圖不難決定蒸汽的熱降落 h 及其速度 c_1 。蒸汽進入噴嘴前的最初狀態用 is 圖(圖 5-1)中的等壓線 p_0 和等溫線 t_0 的交點 A 決定之。當按絕熱過程膨脹到終壓力 p_κ 時，所具有的熱降落用絕熱線段 $AB = h_0 = i_0 - i_\kappa$ 表示。如果在噴嘴內蒸汽的膨脹過程沒有損失，則由於此熱降落將得到動能的增加，並且由噴嘴流出的蒸汽的終速 c_{1a} 可從關係式 $h_0 = \frac{Ac_{1a}^2}{2g} - \frac{Ac_0^2}{2g}$ 決定，並將等於：

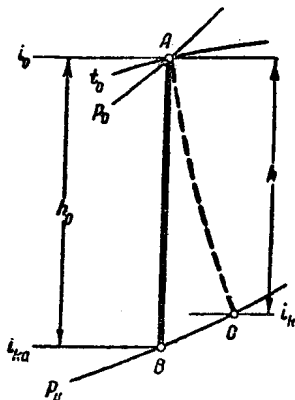


圖 5-1. 噴嘴內過程的 is 圖

$$c_{1a} = \sqrt{\frac{2g}{A} h_0 + c_0^2} = \sqrt{8380 h_0 + c_0^2} = 91.5 \sqrt{h_0 + \frac{Ac_0^2}{2g}}.$$

因為在噴嘴內當膨脹時有損失，所以由噴嘴流出的蒸汽速度將有某些減小，並等於：

$$\begin{aligned} c_1 &= \varphi c_{1a} = \varphi \sqrt{8380 h_0 + c_0^2} = \sqrt{8380 \varphi^2 h_0 + \varphi^2 c_0^2} \\ &= \sqrt{8380 h + \varphi^2 c_0^2} = 91.5 \sqrt{h + \frac{Ac_0^2}{2g} \varphi^2}, \end{aligned} \quad (5-1)$$

式中 φ 為噴嘴的速度係數。此速度的減小與噴嘴內所損失的動能部分

$$h_c = \frac{A}{2g} (c_{1a}^2 - c_1^2) = \frac{Ac_{1a}^2}{2g} (1 - \varphi^2) = \left(h_0 + \frac{Ac_0^2}{2g} \right) (1 - \varphi^2) \quad (5-2)$$

有關，此動能轉變為熱能，並且將蒸汽的終熱含從 i_{κ} 提高到 i_{κ} (圖 5-1)，因此，只有實際熱降落 $h = \varphi^2 h_0 = i_0 - i_{\kappa}$ 和蒸汽進入噴嘴的速度動能部分 $\frac{Ac_0^2}{2g} \varphi^2$ 變為蒸汽出口的動能。如果蒸汽進入噴嘴的速度 c_0 和出口速度 c_1 相較為很小時，可以忽略不計，則公式 (5-1) 和 (5-2) 變為下列形式：

$$c_1 = 91.5 \sqrt{h} \quad \text{和} \quad h_c = h_0 (1 - \varphi^2).$$

噴嘴的速度係數可由實驗決定，關於它的值的數據在以後提出。

第二個過程為把蒸汽的動能傳給汽輪機的轉軸，可用下列方法實現 (圖 1-44)。

從噴嘴出來速度為 c_1 [米]/[秒] 的蒸汽流與輪盤面成某一角度 α_1 流入葉片的通道 (在葉片之間)，改變了本身的運動方向並以速度 c_2 [米]/[秒] 由葉片通道中流出。

帶有輪盤和與軸相關聯的一切零件的汽輪機軸稱為轉子，而帶有一切不動的零件的汽輪機本體稱為固定部。

如果葉片是不動的 (汽輪機的軸也不轉動)，則在葉片間通道的斷面為不變和沒有損失的情況下，汽流流過葉片時將只改變它本身的方向，同時在葉片的工作面上顯示出壓力而不完成有用的功。然而在葉片上汽流的壓力迫使轉子轉動，並且當葉片以平均圓周速度 u [米]/[秒] (從葉片的平均高度起算的直徑稱為平均直徑，此直徑上的速度稱為葉片的平均圓周速度) 運動時，則汽流完成了功，此功等於汽流總壓力的投影和葉片所經路程的乘積。

圖 5-2, a 所示為噴嘴和工作葉片位置的圖 (依照葉片平均高度的剖面圖)。蒸汽與輪盤面成角度 α_1 以速度 c_1 從噴嘴流出。因為葉片

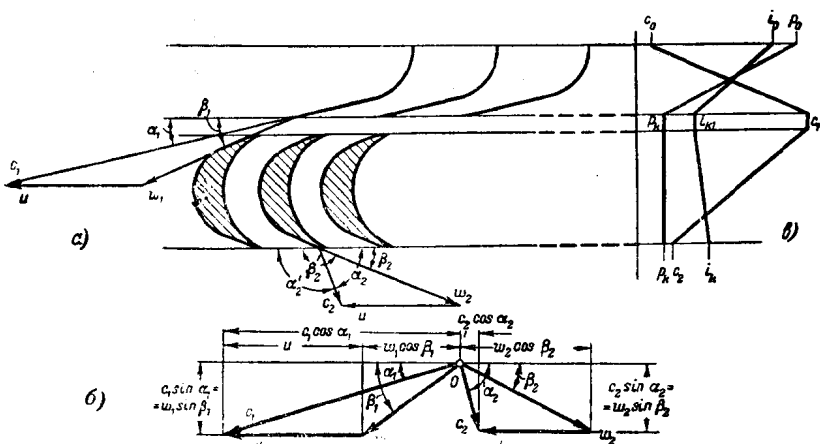


圖 5-2. 在衝擊段內的汽流圖

以圓周速度 $u = \frac{\pi D n}{60}$ (在圖上, 速度 u 為向左的) 而運動, 所以蒸汽進入葉片的相對速度 w_1 等於速度 c_1 和 u 的幾何差, 並且可繪製蒸汽進入葉片的速度三角形以求得之, 如圖 5-2, a 所示, 並分畫在圖 5-2, b 上。蒸汽進入葉片的相對速度與輪盤面成角度 β_1 。很明顯的, 此葉片的進角應使蒸汽進入葉片通道時沒有打擊。蒸汽經過葉片通道後, 以相對速度 w_2 與輪盤面成角度 β_2' 從通道流出。由於蒸汽運動時的損失, w_2 總比入口相對速度 w_1 小一些。此速度的減小值可用葉片的速度係數 ψ 估計之, 並且出口的速度可用下列形式表示:

$$w_2 = \psi w_1. \quad (5-3)$$

葉片的速度係數值也和噴嘴一樣, 可用實驗的方法決定。速度的減小值與汽流在葉片上的動能損失有關, 它等於

$$h_s = \frac{A}{2g} (w_1^2 - w_2^2) = \frac{A w_1^2}{2g} (1 - \psi^2) = \frac{A w_1^2}{2g} \left(\frac{1}{\psi^2} - 1 \right). \quad (5-4)$$

此動能的損失使從葉片通道流出的蒸汽熱含增加。

從工作葉片出來的蒸汽絕對出口速度 (w_2 與 u 的幾何和) 和出角

α_2 可繪製出口速度的三角形以求得之,如圖 5-2,6 所示。同時,蒸汽從葉片出來的相對和絕對出角 β_2 與 α_2 (蒸汽從葉片出來的相對速度 w_2 和絕對速度 c_2 的方向角)即為角 β'_2 與 α'_2 的補角,而 β'_2 與 α'_2 是和角 α_1 與 β_1 從同一方向起算。圖 5-2,6 所示為進口速度和出口速度的三角形,並且所有速度 c 和 w 的向量是由同一點 O 畫出。在此圖上也表示出所有速度在輪盤面上(圓周分速度)和垂直輪盤方向(軸向分速度)的投影的大小。

利用速度三角形則不難決定汽流總壓力在輪盤面上(圓周力)和軸向(軸向力)的投影大小。

葉片上汽流總壓力的值可用衝量(運動量)定律決定,也就是說力的大小和力作用的時間的乘積(衝量)等於質量和速度乘積(運動量)的幾何變化。

每單位時間(秒)內力的衝量等於力本身的大小。如果經過葉片的蒸汽量等於 G [公斤]/[秒],則進入葉片通道的蒸汽運動量等於 $\frac{G}{g} \vec{c}_1$, 式中 $\vec{c}_1$ 上的箭頭表示運動量是向量。從葉片出來的蒸汽運動量等於 $\frac{G}{g} \vec{c}_2$, 於是衝量定律可用向量方程式表示如下:

$$\vec{P} = \frac{G}{g} (\vec{c}_1 - \vec{c}_2).$$

在輪盤面上的投影決定了總圓周力

$$P_u = \frac{G}{g} (c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) = \frac{G}{g} (w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2), \quad (5-5)$$

在軸向的投影決定了軸向力

$$P_a = \frac{G}{g} (c_1 \sin \alpha_1 - c_2 \sin \alpha_2) = \frac{G}{g} (w_1 \sin \beta_1 - w_2 \sin \beta_2). \quad (5-6)$$

每秒鐘蒸汽所產生的功(功率)由下式決定:

$$\begin{aligned} \bar{P} &= P_u u = \frac{G u}{g} (c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) \\ &= \frac{G u}{g} (w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2), \end{aligned} \quad (5-7)$$

或者就 1 [公斤] 蒸汽來說：

$$\begin{aligned} l &= \frac{L}{G} = \frac{u}{g} (c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) \\ &= \frac{u}{g} (w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2). \end{aligned}$$

因為蒸汽從噴嘴中不斷地流出，並且汽輪機轉子以等圓周速度迴轉，所以汽輪機在一定的耗汽量時是以等圓周力和等轉動力矩（圓周力和半徑的乘積）而運轉。

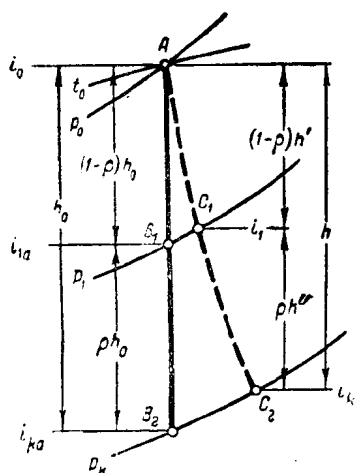
汽輪機按上述原理工作時，流經噴嘴和工作葉片的蒸汽的壓力、絕對速度和熱含的變化如圖 5-2, a 所示。蒸汽的壓力在進入噴嘴之前等於 p_0 ，當從噴嘴出來時減小至終壓力 p_2 。從工作葉片流出的蒸汽壓力也等於此壓力。在噴嘴中蒸汽的絕對速度從入口前的 c_0 增至出口時的 c_1 ，而在工作葉片中又減小到工作葉片的出口速度 c_2 。蒸汽的熱含在噴嘴內從 i_0 減小到 i_1 ，而在工作葉片中由於損失增大到 i_k 。噴嘴和工作葉片的聯合體稱為汽輪機的段，而所研究的過程是在其中進行。

以上敘述的汽輪機工作原理稱為衝擊原理，而按此原理工作的汽輪機稱為衝擊式汽輪機（它們有時也稱為等壓汽輪機）。僅僅在噴嘴中變熱能為動能（降低壓力），而在葉片中只發生速度（絕對速度）的降低是衝擊式汽輪機的特點。

除衝擊原理外，汽輪機也採用反擊工作原理。

在反擊式汽輪機（有時也叫過剩壓力汽輪機）中，噴嘴內蒸汽只是部分地膨脹到某一中間壓力，並且只有段內所具有的熱降落的某一部分 $(1-\rho)h_0$ 轉變為動能，式中 ρ 是工作葉片中所發生的總熱降落的一部分。量 ρ 稱為反擊度。

在工作葉片裏蒸汽繼續膨脹，而壓力一直下降到終壓力。同時，

圖 5-3. 反擊段內過程的 $i-s$ 圖

蒸汽對葉片的速度從 w_1 增加到某一較大的值 w_2 ，而蒸汽便以此速度離開葉片。

圖 5-3 所示為反擊段的過程的 $i-s$ 圖，此反擊段即為按反擊原理工作的段。圖上的點 A 與入噴嘴前參數為 p_0, t_0 的蒸汽初態相對應。在噴嘴內蒸汽膨脹至中間壓力 p_1 ，並以下列速度由噴嘴流出：

$$c_1 = \psi \sqrt{8380(1-\rho)h_0 + c_0^2} \\ = \sqrt{8380(1-\rho)h' + \psi^2 c_0^2} \quad (5-8)$$

圖 5-4 所示為反擊段的速度三角形，其繪製方法與圖 5-2 相似。當蒸汽從噴嘴出口的角度為一定值 α_1 時的進口速度三角形可以決定蒸汽進入工作葉片的相對速度 w_1 和進角 β_1 。由於噴嘴內的損失，進入工作葉片的蒸汽熱含用 $i-s$ 圖（圖 5-3）上的點 C_1 決定。在葉片內蒸汽繼續發生膨脹，為了實現此目的，葉片通道應像噴嘴一樣縮小，如圖 5-4, a 所示，即出口角 β_2 應比入口角 β_1 小些。在葉片內蒸汽膨脹至終壓 p_κ ，使速度增加為

$$w_2 = \psi \sqrt{8380\rho h_0 + w_1^2} = \sqrt{8380\rho h'' + \psi^2 w_1^2} \quad (5-9)$$

由圖 5-4, b 上的出口速度三角形可明顯地看出，雖然相對速度增高，而絕對速度反而降低到值 c_2 。壓力、速度和熱含的變化如圖 5-4, c 所示。噴嘴前等於 p_0 的蒸汽壓力在噴嘴內降至 p_1 ，並且在葉片內繼續下降到由葉片出口時的終壓力 p_κ 。蒸汽的速度從在噴嘴前的 c_0 增加至出噴嘴時的 c_1 ，然後在工作葉片內減小至 c_2 。蒸汽熱含與壓力相似也要發生變化，在噴嘴內從初熱含 i_0 減小至 i_1 ，並在工作葉片內從

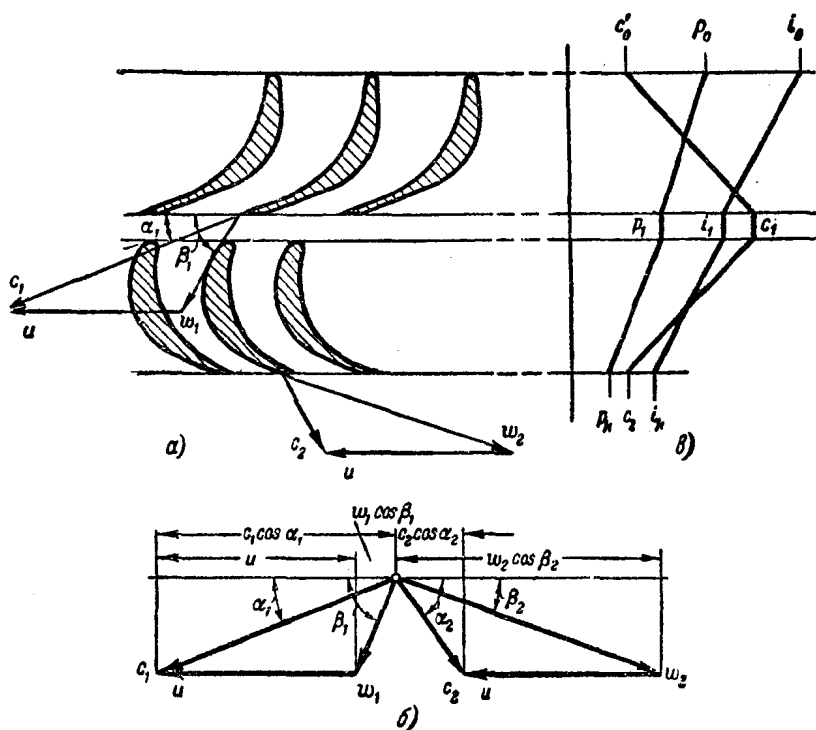


圖 5-4. 反擊段內的汽流圖

i_1 減至 i_k 。反擊度通常為 0.5 左右,就是在段內所具有的總熱降落的一半是在噴嘴內改變,而另一半則在工作葉片內改變。

在已知的情況下,圓周力和軸向力的大小以及汽流在葉片上的功可由式(5-5), (5-6)和(5-7)決定。然而在反擊段中,除了汽流所產生的推力以外,在葉片上還出現附加的軸向力,此軸向力是由葉片兩面的蒸汽壓力差所產生。

為了從溫度為 0°C 的水得到初參數為 p_0, t_0 的蒸汽,要耗費一定的熱量 i_0 [大卡]/[公斤]。變為汽輪機葉片上的機械功的熱降落 $i_0 - i_k$ 愈大,則比熱在汽輪機內的利用愈好。隨着段內熱降落的增加,由式

(5-1)或(5-8)可知蒸汽由噴嘴出口的速度 c_1 也增加。

從工作葉片出來速度為 c_2 的蒸汽具有動能

$$h_o = \frac{Ac_2^2}{2g}, \quad (5-10)$$

此動能在該段中未被利用。

蒸汽被利用的動能部分隨着下列出口速度的損失 h_o 的相對值而變：

$$\frac{h_o}{h} = \left(\frac{c_2}{c_1} \right)^2.$$

爲了當段內熱降落增加時不增加出口速度的損失部分，必須使圓周速度 u 與 c_1 成比例地增加，如圖 5-2, 6 所示（當 c_1 的值較大和較小時，應保持速度三角形相似）。然而圓周速度增加的可能性要受到輪盤和葉片上的許可機械應力的限制，因此妨礙了段內可利用的熱降落的增加（速度 c_1 的增加）。

爲了能夠利用更大的熱降落，熱降落不是消費在汽輪機的一個段內，而是把所有的壓力降落分爲好幾部分，並且逐步地消費在許多段內。

在汽輪機內把所有的壓力降落和熱降落逐個地分到許多段內曾在最初的派生斯 (Парсонс) 反擊式汽輪機中實現過，而最初的拉瓦耳 (Лаваль) 衝擊式汽輪機是單段的，即在一個段內利用所有的降落。爲了能實現此種單段汽輪機須克服很大的技術困難，並須解決許多複雜的技術問題。膨脹噴嘴的構造首先是上述的困難和技術問題之一，在這種噴嘴中能得到超臨界速度（見 § 1-17），並且在噴嘴喉部得到臨界速度（音速）。此外，在高蒸汽速度和對應的高圓周速度的情況下，就所有的技術水平來說，實現這種轉子（軸）是不可能的。應用等強度的輪盤和「撓性」軸（見 § 5-6）可成功地解決此問題。當輪盤直徑較小時，單

段衝擊式汽輪機的轉數是非常大的,在 10 000—40 000 [轉]/[分]的範圍內。用這種汽輪機帶動發電機需要有特殊的齒輪傳動,即為減低轉速的減速器。

雖然用這種方法可以製造在工業上工作的衝擊式汽輪機,然而這種汽輪機的效率是不高的。

在汽輪機繼續發展的過程中,逐步地實現了各種改進。主要是能把所有熱降落(壓力降落)分到許多連續的段內(壓力段)。此外,在許多連續裝置的速度段內,利用噴嘴內得到的所有蒸汽能是由寇蒂斯(Кертин)實現的。

這種雙列(或一般地所謂雙輪)的工作圖表示於圖 5-5 中。所有

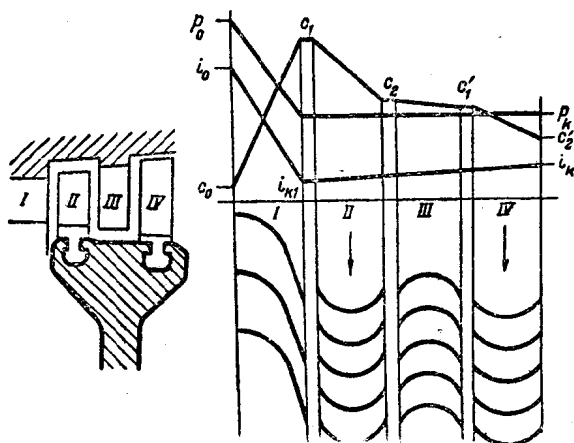


圖 5-5. 雙輪(雙列)的圖

段內的熱降落在噴嘴 I 內完成,以速度 c_1 由噴嘴 I 出來的蒸汽進入第一列葉片 II,在那裏蒸汽給出自己的動能部分,但是出來時還帶有足夠大的速度 c_2 。在次列工作葉片內汽流不能直接利用此速度的方向,因為速度在輪盤面上的投影是與圓周速度的方向相反(圖 5-2, a)。因此汽流首先導向靜葉片(變向器) III,它的任務僅在於改變蒸汽速度的方