

離心壓氣機鼓風機及通風機

陳丹之 許晉源 譯

龍門聯合書局出版

離心壓氣機鼓風機及通風機

C. H. 齊特金著

陳丹之 許亞源譯

江苏工业学院图书馆
藏书章

龍門聯合書局出版

離心壓氣機鼓風機及通風機
ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ КОМПРЕССОРЫ
ГАЗОДУВКИ и ВЕНТИЛЯТОРЫ

С. И ЦИТКИН 著

陳丹之 許晉源 譯

★ 版權所有 ★

龍門聯合書局出版

上海南京東路61號101室

中國圖書發行公司總經售

中和印刷廠印刷

上海淮安路727弄30號

1954年5月初版 印數0001-3500冊

定價 ¥ 13,000

上海市書刊出版業營業許可證出029號

序

革命以前的俄國沒有製造過離心壓氣機和鼓風機，也從沒有研究過這種機械的理論和製造問題。只有在偉大的十月社會主義革命之後壓氣機械的製造才得到了應有的發展。現在蘇聯在製造着最巨大的鼓風機和壓氣機，同時在他們的理論、計算方法和製造的研究方面也有了很大的進展。

本書說明離心壓氣機械的理論。書中就壓氣機械中所發生的現象，對其過程和機械作用作着重於物理方面的分析。

前面六章研究工作輪與不工作部分之原理及熱力過程原理。

第七八兩章專門討論通風機。蘇聯學者正有系統地研究離心通風機的原理，試驗通風機及其機件以求改善，並從事新型通風機之研究，且已研究出有實用價值的離心通風機計算法。

第七八兩章中已用到蘇聯研究出的資料。著者力求根據這些資料簡要地寫出通風機的最主要知識，以期能說明這種機械的構造與工作特性。

第九章中敘述離心機的幾個動力學問題，例如臨界轉數與機械振動。特別着重於這些現象的物理本質，以及說明可能引起振動和消除振動的原因。

本書沒有講到轉子臨界轉速的比較準確的計算方法，而只寫出了近似的計算法，及介紹了列寧機器製造廠的經驗公式。

第十章研究離心壓氣機械的個體性能曲線，並且說明輪葉形狀、工作輪出口角度與工質壓縮性對性能曲線之影響。

第十一至十六章充分詳細地敘述下列諸問題：離心壓氣機械的運轉典型性能曲線、性能曲線的換算、網路中的工作、離心壓氣機械的聯

合工作及其調節方法。

第十七章敘述離心鼓風機與壓氣機最好的構造型式，但不詳細地敘述其機件。

本書引用了著者在榮獲列寧勳章的基輔工學院多年講授離心壓氣機械普通課程時的材料。

著者希望本書能對從事離心壓氣機械製造運行的工程師和高等工業學校學習離心機的學生有所裨益。

目 次

序

第一章 引論	1
§ 1. 離心鼓風機和離心壓氣機的工作原理	1
§ 2. 速度、角度、轉數與工作輪諸主要幾何參數間之關係	4
§ 3. 導流器、吸氣室與出氣室	8
§ 4. 多級離心壓氣機械	9
§ 5. 離心壓氣機械的性能曲線	10
§ 6. 離心壓氣機械的優缺點	12
§ 7. 離心壓氣機械的應用範圍	13
第二章 有無窮多輪葉的工作輪	14
§ 8. 離心壓氣機械的基本方程式	14
§ 9. 離心壓氣機械基本方程式的分析	15
§ 10. 輪葉型式及其對能量頭的影響	18
第三章 輪葉數有限的工作輪	20
§ 11. 有一定尺寸的葉道的幾何形狀	20
§ 12. 理想流體在有一定尺寸的轉動葉道內的運動	22
§ 13. 理想流體在轉動葉道中運動時的相對速度場	26
§ 14. 軸向渦流	28
§ 15. 實際氣體在工作輪葉道內的運動	30
§ 16. 理論能量頭	31
§ 17. 環流係數及能量頭係數	32

§ 18. 氣流在工作輪葉道進口處的先期旋繞	37
§ 19. 工作輪的主要計算原則	39
§ 20. 工作輪計算示例	44
第四章 離心壓氣機械的不工作部分	49
§ 21. 無葉導流器	49
§ 22. 無葉導流器的計算	54
§ 23. 葉片導流器	55
§ 24. 葉片導流器的試驗	57
§ 25. 直線型葉片導流器的計算	59
§ 26. 曲線型葉片導流器	63
§ 27. 迴流導流器	65
§ 28. 導流器的計算示例	68
§ 29. 吸氣室及螺形室(蝸殼)	71
第五章 離心壓氣機械中的各種損失	77
§ 30. 損失的分類	77
§ 31. 流動損失	79
§ 32. 輪阻損失	81
§ 33. 直流式拉別令軸腺(封氣裝置)	86
§ 34. 曲折式拉別令軸腺	89
§ 35. 拉別令軸腺的計算	90
第六章 離心鼓風機與離心壓氣機中的熱力學	93
§ 36. 組中的理論過程	93
§ 37. 組中的實際過程	95
§ 38. 熱效率	97
§ 39. 離心壓氣機械所需要的功率	99
§ 40. 離心壓氣機的冷卻	99

§ 41. 鼓風機的熱力計算示例	101
第七章 離心通風機	103
§ 42. 離心通風機總論	103
§ 43. 通風機的進口	104
§ 44. 收集器	106
§ 45. 工作輪	108
§ 46. 螺形室	113
§ 47. 舌與擴壓器	119
第八章 離心通風機的計算	122
§ 48. 離心通風機的計算步驟	122
§ 49. 蛀蝕功率	124
§ 50. 漏氣損失與軸承損失	125
§ 51. 流動損失	128
§ 52. 離心通風機的驗算示例	131
第九章 離心壓氣機械的動力學問題	140
§ 53. 臨界轉數的概念	140
§ 54. 不平衡系統的臨界轉速	141
§ 55. 高次臨界轉速	144
§ 56. 臨界轉數的近似測定法	147
§ 57. 各種不同因素對輪軸臨界速度的影響	151
§ 58. 剛軸與柔軸	153
§ 59. 臨界速度的渡過	154
§ 60. 靜力不平衡性與動力不平衡性的觀念	155
§ 61. 震盪的發生及其評估	158
§ 62. 軸向推力	160

第十章 離心壓氣機械的個體性能曲線及實際性能曲線	162
§ 63. 輪葉數目無窮多時的個體性能曲線	162
§ 64. 實際的個體性能曲線	166
§ 65. 工作輪的構造參數對性能曲線穩定性的影響	168
§ 66. 可壓縮工質的個體性能曲線	171
§ 67. 離心通風機的個體性能曲線	173
§ 68. 流量—功率, 流量—效率性能曲線	175
第十一章 離心壓氣機械的相似	177
§ 69. 實物與模型的相似條件	177
§ 70. 實物與模型的流動效率及複指數效率	179
§ 71. 當氣體絕熱指數相同時實物與模型中的流動過程的相似	181
§ 72. 實物與模型的複指數能量頭及功率之比 自模型區域內的相似	183
§ 73. 比例定律	184
第十二章 通風機的分類 典型的和一般化的性能曲線	187
§ 74. 通風機的類型與型式	187
§ 75. 通風機的比轉數和分類	187
§ 76. 根據相似原理的通風機的換算	190
§ 77. 離心通風機的一般化性能曲線	192
§ 78. 離心通風機的典型(無因次)性能曲線	194
第十三章 離心鼓風機的性能曲線及其換算	197
§ 79. $Q-H$, $Q-N$ 及 $Q-\eta$ 性能曲線	197

§ 80. $Q-p_d$ 及 $Q-\Delta p$ 性能曲線	199
§ 81. 轉數改變時單級鼓風機的性能曲線的換算	200
§ 82. 當 p_s, T_s 及 R 變化時, 單級鼓風機性能曲線的換算	202
第十四章 機器在管網中的工作	204
§ 83. 簡單管網的特性曲線	204
§ 84. 管網的 $Q-p_d$ 及 $Q-p_s$ 特性曲線	208
§ 85. 分歧管網的特性曲線	210
§ 86. 機器的不穩定工作 飛動	212
§ 87. 當轉數波動時的穩定及不穩定工作	216
§ 88. 防止飛動的辦法	217
§ 89. 吸氣處的節流對於離心機工作的影響	219
§ 90. 節流對於飛動區域的影響	221
§ 91. 抽氣機的性能曲線	222
第十五章 離心機的聯合作 多級鼓風機與壓氣機的性能曲線	225
§ 92. 通風機的串聯	225
§ 93. 通風機在管網中串聯運行時的工作	227
§ 94. 單級鼓風機的串聯工作	229
§ 95. 多級鼓風機的性能曲線	232
§ 96. 壓氣機的性能曲線	232
§ 97. 離心壓氣機械的並聯工作	235
第十六章 離心壓氣機械的調節	240
§ 98. 通論	240
§ 99. 節流調節法	242
§ 100. 在 n = 常數下自出氣管中抽出氣體的調節法 改變轉數的調節法	245

§ 101. 改變轉動葉片的位置的調節法	246
第十七章 離心壓氣機械的構造	255
§ 102. 列寧機器製造廠的離心鼓風機	255
§ 103. 英格索爾-朗脫的離心空氣鼓風機	262
§ 104. 列寧機器製造廠的離心抽氣機	266
§ 105. 列寧機器製造廠的離心壓氣機	270
§ 106. 壓氣機的其他構造	273
譯名對照表	282
參考文獻	286

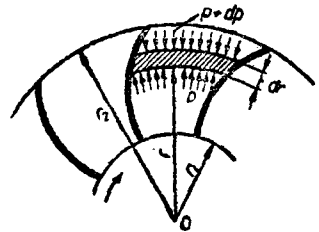
第一章 引論

§ 1. 離心鼓風機和離心壓氣機的工作原理

離心鼓風機、壓氣機和通風機在蘇聯國民經濟的各部門中有着廣泛的應用。我們用這些機械來把氣體的壓力增高($p_d - p_s$ 公斤/公尺²), 並且把 G 公斤/秒的氣體從某一部空間移到另一部分去。氣體吸進來的空間叫做吸氣空間, 而氣體被壓到那裏的空間叫做出氣空間。

把氣體從吸氣空間引入到機器中去的那根導氣管叫做吸氣導管, 而把氣體從機器送到出氣空間去的那根導氣管叫做出氣導管。

第 1 圖所示為一系列相同的氣體葉道, 排成與 O 軸相對稱, 且形成一圓柵輪, 以某一不變的角速度繞 O 軸轉動。這樣的圓柵輪稱為工作輪, 而構成柵輪的各個隔板就叫做輪葉。輪葉常成曲線形狀。



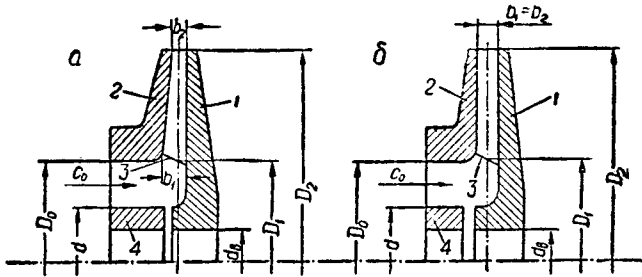
第 1 圖 離心機工作原理

工作輪在垂直於轉動軸的平面上的截面圖叫做圓截面圖, 而相應的投影圖就叫圓投影圖。工作輪在通過轉軸的平面上的截面圖叫做軸截面圖或子午線截面圖而對應的投影圖就叫軸投影或子午線投影圖(第 2 圖)。

先假定工作輪外周的所有出口面積都用蓋封住, 不准氣體通過。此時葉道內的氣體都要以角速度 ω 轉動, 但不能自葉道流出來。

今在半徑 r 的地方取出厚度 dr 的極薄氣層。設這個地方的輪子闊度為 b , 輪葉數為 z , 則取出的氣層質量為

$$dm = \frac{\gamma}{g} \sigma \frac{2 \pi r b}{z} dr,$$



第 2 圖 工作輪的軸投影圖

a —圓錐輪； b —平盤輪；1—輪盤；2—輪蓋；3—輪架；4—輪殼

式中 σ 為計及輪葉厚度的係數(參閱第 1 圖)。

在所取出氣層的外圈上作用有向心力

$$dC = dm\omega^2 r = \frac{\gamma}{g} \sigma \frac{2\pi b}{z} \omega^2 r^2 dr. \quad (1)$$

同時所取出的氣層 dm 也有一數值相同而方向相反的力 dC 作用在外圈氣層上。這個作用在外圈氣層上的離心力要推動質量 dm 前進，這樣就可作沿半徑方向的流動。

離心力 dC 之數值等於氣層兩邊的壓力差

$$dC = dp \frac{2\pi r b}{z} \sigma. \quad (2)$$

使 dC 之兩式相等，得到

$$dp = \frac{\gamma}{g} \omega^2 r dr. \quad (3)$$

自 r_1 積分至 r_2 即得葉道裏氣體能暈頭的升高值

$$\int_1^2 \frac{dp}{\gamma} = \int_1^2 \frac{\omega^2}{g} r dr = \frac{\omega^2 (r_2^2 - r_1^2)}{2g} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}. \quad (4)$$

方程式(4)中 u 表示圓周速度而 u_1 與 u_2 中的指引號 1 與 2 表示相當於工作輪進口與出口處的圓周速度。

葉道進口與出口壓力之差按(4)式近似地可算成

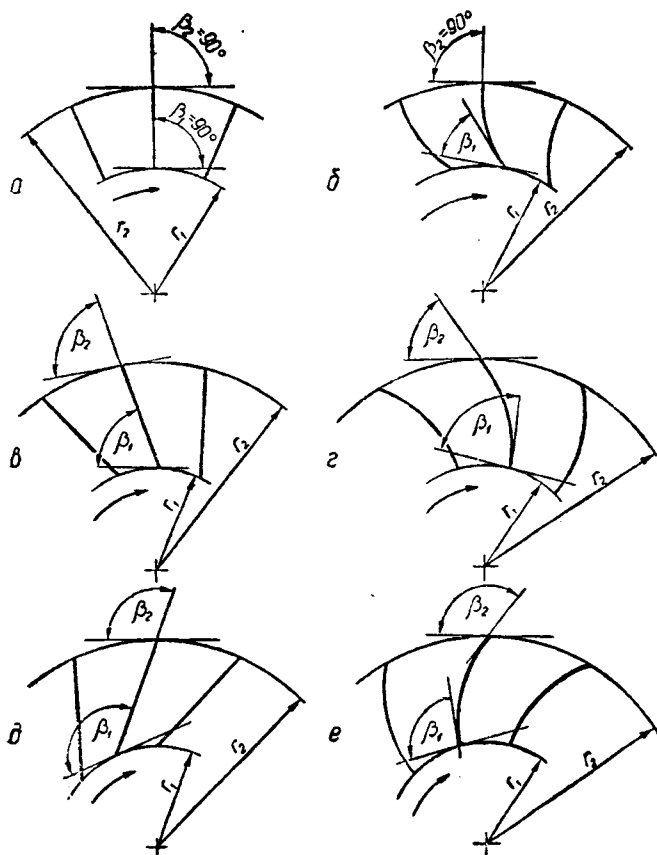
$$p_2 - p_1 = \gamma_{cp} \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}. \quad (5)$$

(γ_{cp} 為平均比重)

因此葉道出口處的壓力

$$p_2 = p_1 + \gamma_{cp} \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} \quad (6)$$

如果葉道外面的壓力 p_2' 就等於工作輪葉道出口處的壓力 p_2 , 那麼即使去掉了蓋子, 氣體也將隨着工作輪一起轉動而不流出葉道。但如 $p_2' < p_2$, 氣體就向外流出葉道, 而當圓周速度穩定不變時氣體在葉道裏



第 3 圖 輪葉的型式: (a)徑向型; (b)出口徑向型; (c)後曲直線型;
(d)後曲曲線型; (e)前曲直線型; (f)前曲曲線型

還成了連續的流動。

有了流動之後，葉道進口處的壓力 p'_1 就降低而變成小於 p_1 ，也即 $p'_1 < p_1$ 。它的原因是氣體的流進葉道要靠吸氣空間的壓力。因此葉道進口處的氣體動能愈大和吸氣導管的流動損失愈大時， p'_1 就愈低。

如果 $p'_2 > p_2$ ，那麼儘管工作輪在轉動，氣體還是要經過葉道倒流到吸氣空間去。

從上面可知，帶着氣體一起轉動的輪葉產生一離心力場，從而促使氣體作沿半徑方向的運動。在徑向直線型輪葉的葉道裏，氣體作純粹徑向的流動(第3圖 a)。在曲線型和前曲或後曲直線型的輪葉裏，氣體的流動不是純粹徑向，而與半徑之間成一斜角(第3圖 b, a, r, d, e)。

由於離心力場的作用因而使氣體流動的壓氣機械叫做離心壓氣機械(ЦКМ)。

§2. 速度、角度、轉數與工作輪諸主要幾何參數間之關係

主要名稱 工作輪葉道內的氣體質點有兩種運動：由於跟着工作輪一起作橫攔運動，因此有橫攔速度 u 公尺/秒，同時又因為氣體沿着葉道作相對的流動因而產生相對速度 w 公尺/秒。質點的絕對速度 c 公尺/秒是這兩速度的向量和(第4圖)。

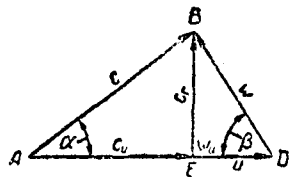
至於這兩種速度的方向，橫攔速度是與質點此時所在地之圓周相切，而相對速度則與當地的葉面相切。

把橫攔速度 u 沿其反方向延長，其延長線和相對速度 w 間的夾角叫做輪葉角。絕對速度 c 和橫攔速度 u 兩向量間的夾角叫做絕對運動的氣流角。

絕對速度或相對速度在半徑方向的投影稱為徑向速度，常以 c_r 代表之。

$$c_r = c \sin \alpha = w \sin \beta. \quad (7)$$

絕對速度在橫攔速度方向上的投影叫做氣流的旋繞速度，常以 c_u



第4圖 工作輪葉道中任何一點的速度三角形圖

$$AD = u; \quad AE = cu; \quad ED = wu.$$

代表之(第4圖)。

$$c_u = c \cos \alpha = u - w_u = u - w \cos \beta. \quad (8)$$

氣流絕對速度

$$c = \sqrt{u^2 + w^2 - 2uw \cos \beta}. \quad (9)$$

工作輪的進口 離心壓氣機械的工作輪係由輪盤1, 輪蓋2與輪葉3鉚合而成(第2圖)。這些零件都用上等材料製成。

輪盤的中央有特別加厚的部分, 稱作輪頰。輪頰中有一孔以便將工作輪套在軸上。輪頰和裝在軸上的輪殼4相連接。

輪蓋的內面做得特別厚, 形成一個環。環的邊緣折成圓角。環和輪盤的輪殼、輪頰在一起形成工作輪的吸氣空腔(第2圖)。

氣體以某一平均速度 c_0 經過環形面積 F_0 流入工作輪。因此, 每秒鐘流入工作輪的氣體容積為

$$Q = c_0 \frac{\pi}{4} (D_0^2 - d^2), \quad (10)$$

式中 D_0 ——工作輪吸氣口的直徑, 公尺;

d ——輪殼的外直徑, 公尺。

氣體自平行於輪軸的方向流進工作輪後, 旋轉 90° , 然後以某一平均速度 c'_1 流入葉道。以 β_1 表示葉道進口處的輪葉角。這個角也稱作輪葉裝置角。

葉道進口處的圓周速度

$$u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}, \quad (11)$$

式中 D_1 ——輪葉的內直徑, 公尺;

n ——輪軸每分鐘的轉數。

當轉數已知時, 圓周速度的數值也一定。將向量 u_1 和 c'_1 相減得到相對速度 w_1 , 這樣就形成葉道進口處的假想速度三角形。第5圖a畫有壓氣機正常工作時相應於輪葉裝置角 β_1 的進口速度三角形。

氣體流入角和輪葉裝置角的差稱作撞擊角

$$\alpha_{am} = \beta_1 - \beta'_1 = (\beta_1)_{\text{лон}} - (\beta_1)_{\text{нрум}}. \quad (12)$$

(am —撞擊, $лон$ —輪葉, $нрум$ —流入)

撞擊角的數值可正($\beta_1 > \beta'_1$)可負($\beta_1 < \beta'_1$)。試驗證明,如果正撞擊角(3—5°)不大,並不會使離心壓氣機械的工作。

設氣體以每秒 Q 立方公尺的流量,流入工作輪葉道,其流入葉道時的進口面積係一圓柱面,其底直徑為 D_1 ,母線長為 b_1 (第 2 圖)。這個圓柱面的一部分係為輪葉本身所佔住,因此氣體的進口不是全部圓柱面。同時在整個的葉道截面積內,也不是全部充滿着有效氣流的。

每秒容積流量 Q 和葉道進口處的幾何參數間的關係可以下式表示:

$$Q_1 = \pi D_1 b_1 c_1 \sigma_1 \mu_1, \quad (13)$$

式中 σ_1 ——供氣體流過的圓柱面 ($\pi D_1 b_1$) 的開放係數

$$\left(\sigma_1 = \frac{\text{可讓氣體流過的面積}}{\pi D_1 b_1} \right);$$

μ_1 ——有效氣流在葉道進口截面處的充滿係數。

開放係數 σ_1 可用下式決定 (第 6 圖)

$$\sigma_1 = \frac{t_1 - \frac{d_k}{\sin \beta_1}}{t_1} = 1 - \frac{z_k d_k}{\pi D_1 \sin \beta_1}, \quad (14)$$

式中 d_k ——輪葉厚度;

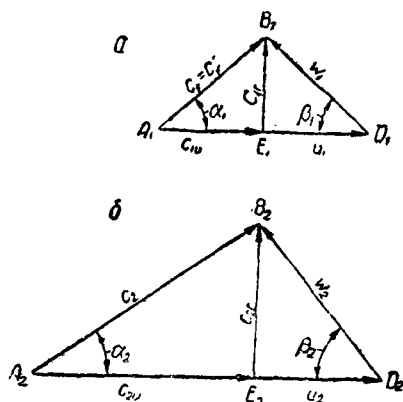
z_k ——輪葉數;

t_1 ——葉道進口處的輪葉節距

$$t_1 = \frac{\pi D_1}{z_k}. \quad (15)$$

工作輪的出口 葉道出口處的氣流有一平均相對速度 w_2 , 其與橫向速度 u_2 的向量和即為平均絕對速度 c_2 (第 5 圖 δ)。氣流以速度 c_2 離開工作輪。

葉道出口處的輪葉角 β_2 為一構造上的參數,常在 35—50° 中選



第 5 圖 速度三角形

a—葉道進口處

b—葉道出口處