

〔苏联〕B·Φ·里斯著

董孝强等译

离心压缩机械



中国工业出版社

离心压缩机械

〔苏联〕B·Φ·里斯 著

董孝强 朱报禎 李超俊 译
沈锦春 胡宗胜 刘均贤

中国工业出版社

В. Ф. Рис
ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ КОМПРЕССОРНЫЕ МАШИНЫ
МАШГИЗ 1951

增編部分摘自

К. И. Страхович 等:
“КОМПРЕССОРНЫЕ МАШИНЫ”
(ГОСТОРГИЗДАТ 1961)

* * *

离心压缩机械

董孝强、朱报祺、李超俊、沈锦春、胡宗胜、刘均贤译

*

机械工业图书编辑部編輯 (北京苏州胡同 141 号)

中国工业出版社出版 (北京佟麟阁路西 10 号)

北京市书刊出版业营业许可证出字第 110 号

国防工业出版社印刷厂印刷 景山装订厂装订

新华书店北京发行所发行 · 各地新华书店經售

*

开本 $850 \times 1168 \frac{1}{32}$ · 印張 $12 \frac{11}{16}$ · 插頁 4 · 字数 307,000

1965 年 1 月北京第一版 · 1965 年 1 月北京第一次印刷

印数 0,001—4,080 · 定价(科七)2.70 元

*

統一书号: 15165 · 2891(一机-605)

本书討論中压和高压离心压缩机械的理論和計算問題，并对通流部分各元件及冷却裝置的工作和計算与离心压缩机械的調节等进行分析。

书中还叙述关于离心压缩机械試驗研究的一些問題，提出离心压缩机械試驗研究的方法；并給出設計計算的基本原則。

本书供离心压缩机械設計、制造、使用和研究等部門的工程技術人員使用，亦可供大专院校有关专业的学生閱讀。

譯 序

里斯 (В. Ф. Рис) 所著“离心压缩机械”(Центробежные компрессорные машины, Машгиз, 1951) 一书, 是离心压缩机械理论方面的重要著作之一, 而在著者与斯特拉霍维奇 (К. И. Страхович) 等合写的“压缩机械”(Компрессорные машины, Госторгиздат, 1961) 的第四章“离心压缩机械”中又阐述了苏联在战后发展离心压缩机械设计与研究方面的理论、经验与成果部分。为便利读者阅读和参考, 本书以“离心压缩机械”一书为主体全部翻译, 而将“压缩机械”第四章 (在本书中称为“新著”) 中第 342 页“各种型式叶轮的主要参数及特征”、350 页“扩压器、回流器、排气室”、404 页“压缩机通流部分的特点”、415 页“离心压缩机主要尺寸的确定”、435 页“一些离心压缩机的已有结构”、427 页“通流部分的计算例题”、420 页“气体比重的影响”、367 页“改变压缩机械特性的方法(调节)”和 402 页“气体比重显著改变时压缩机的工作特点”等主要內容分别以 29 a、32 a、32 b、32 c、35 a、36 a、40 a、六 A 和 54 a 等节 (章) 编入。至于其它各节中一些新的论据和论点, 则相应加以注释。

“新著”部分编入后, 其公式、图、表等的序号, 已重新安排; 个别符号也已加修改, 以求译本全书一致。

本书由董孝强、朱报禎、李超俊等同志翻译, 并得到西安交通大学压缩机教研室余文龙、朱复中、常鸿寿和虞洪余等同志的协助。增编部分的翻译及安排工作, 由沈锦春、胡宗胜、刘均贤等同志担任。

07627

前 言

在偉大的十月社会主义革命之前，俄国还没有制造过离心压缩机械（空气鼓风机、压缩机等）[●]。这个机械制造部门，与许多其它机械制造部门一样，是在第一个斯大林五年计划的要求下成长起来的。对黑色金属或有色金属以及其它等许多工业部门来说，都需要制造我国自己的高炉及转炉空气鼓风机、抽气机及压缩机。

在1933年建立了以列宁命名的涅瓦工厂（Невский завод имени Ленина），它是我国第一个透平压缩机制造工厂。短短的时期内，在没有任何国外技术帮助的条件下，我们生产了大批新型的离心压缩机械，其中有許多在当时还是独一无二的机械。此外还在离心压缩机械某些理论问题的研究上做了大量的工作。

在С. М. 茹尔宾（Жербин），В. Ф. 里斯（Рис）及 Б. М. 列宾（Репин）等人的领导下还集体完成了許多制定新型机械结构的工作。

目前，我们的工厂在致力于压缩机制造的进一步改善工作，正朝向创造具有更高技术经济指标的压缩机的道路上前进。

本书向读者介绍涅瓦工厂的某些一般性工作和著者个人的工作成果。

目前，苏联和外国都有不少关于离心压缩机械方面的书籍；但是却沒有一本书中提出具体的计算方法，也沒有提到工程师們

● 新著317頁：“离心压缩机械分为下列几种类型：

- 1) 压缩比 $\epsilon < 1.1$ 的称为通风机：当压缩大气中空气时，最大压升约为1000毫米水柱；
- 2) 压缩比 $\epsilon > 1.1$ 而且沒有气体冷却装置的称为压气机；
- 3) 有冷却气体的特殊装置的称为压缩机。”

創造新型机械所必然碰到的那些專門問題。現有文献中的这些缺点当然不是偶然的，这主要是由于理論发展得不够以及有关离心压缩机械通流部分各元件中損失的試驗資料还很缺乏之故[●]。

本书也还没有提出决定損失（即效率）的具体計算方法，但却給讀者提供了一系列理論与实践上的綫索，以便解决合理選擇通流部分各元件并确定它們的尺寸等問題。

著者特別重視以相似理論为依据的計算方法的发展、分析通流部分各种不同結構的影响、冷却裝置的詳細計算和設計中的專門問題。

在本书第二篇中論及許多实际的与理論的資料，这些資料不論对机器或是对机器的模型都是組織与进行研究与試驗所必不可少的，这在目前具有十分重大的意义。所述的試驗与研究的方法是以相似理論为基础的，它已在實踐中得到很好的驗證。

在这里特別向协助完成本书工作的同志們致謝，并向科学技术博士 М. И. 格里別尔格（Гринберг）教授及科学技术副博士 Н. Н. 柯斯金（Кошкин）致謝，感謝他們校閱了本书初稿，并提出了許多宝貴的意見。

著 者

● 譯注——原著为 1951 年出版，在此以后已有一些述及这方面問題的书籍陸續出版。見“新著”参考文献。

符 号

- p —— 压力, 公斤/厘米²绝对 (绝对大气压)
 P —— 压力, 公斤/米²绝对
 $\Delta P, \Delta p$ —— 压降, 公斤/米² (毫米水柱), 公斤/厘米²
 $\delta P, \delta p$ —— 压力损失, 公斤/米² (毫米水柱), 公斤/厘米²
 p_0, P_0, B —— 大气压力, 公斤/厘米²绝对, 公斤/米²绝对, 毫米水银柱
 p_n —— 饱和水蒸汽分压力, 公斤/厘米²绝对
 T —— 绝对温度 (°K)
 t —— 摄氏温度 (°C)
 ρ —— 质量密度, 公斤·秒²/米⁴
 γ —— 比重, 公斤/米³, 克/厘米³, 公斤/升
 ν —— 比容, 米³/公斤
 R —— 气体常数, 公斤·米/公斤·度
 k —— 绝热指数 (无因次量)
 c_p, c_v —— 等压比热, 等容比热, 大卡/公斤·度
 i —— 单位重量的热焓, 大卡/公斤
 s —— 熵, 大卡/°K
 μ —— 粘滞系数, 公斤·秒/米²
 ν —— 运动粘滞系数, μ / ρ 米²/秒
 λ —— 导热系数, 大卡/米·时·度
 x —— 湿度, 公斤/公斤
 φ —— 相对湿度 (无因次量)
 H, h —— 能量头 (压缩 1 公斤气体所耗功), 公斤·米/公斤
 q —— 1 公斤气体的热量, 大卡/公斤
 $\bar{Q}$ —— 热量, 大卡/时
 Q —— 容积流量 (消耗量), 米³/分, 升/分
 W —— 冷却水消耗量, 米³/时
 G —— 重量流量, 公斤/秒, 公斤/分, 公斤/时
 Q_g —— 0 °C, 760 毫米水银柱时的流量, 标准米²/分
 c —— 绝对速度, 米/秒

w —— 相对速度, 米/秒

u —— 圆周速度 (牵连速度), 米/秒

α —— 绝对速度与圆周速度之间的角度, 度

β' —— 相对速度与圆周速度反方向之间的角度, 度

α —— 扩压器叶片及回流器叶片的角度, 度

β —— 叶轮叶片倾斜角度, 度

ω —— 叶轮角速度, 1/秒

n —— 每分钟转数, 转/分

a —— 音速, 米/秒

m —— 多变指数 (无因次量)

σ —— $m/(m-1)$ (无因次量)

ϵ —— 压缩比 (无因次量)

$y = \sigma \left(\epsilon^{\frac{1}{\sigma}} - 1 \right)$ (无因次量)

N —— 功率, 千瓦

η —— 效率

η_i —— 内效率

$\eta_{\text{пол}}$ —— 多变效率

η_h —— 能量头效率

$\eta_{\text{ад}}$ —— 绝热功率系数

$\eta_{\text{из}}$ —— 等温功率系数

η_s —— 可逆性系数

χ —— 能量头系数, $h_{\text{эф}}/u_2^2$, 秒²/米

Φ —— 流量系数 (无因次量)

Ψ_2 —— c_{u2}/u_2

$\overline{\chi}$ —— 能量头系数, $g \cdot h_{\text{эф}}/u_2^2$ (无因次量)

l, L —— 长度, 深度, 米, 厘米, 毫米

B, b —— 宽度, 米, 厘米, 毫米

r, R —— 半径, 米, 厘米, 毫米

d, D —— 直径, 米, 厘米, 毫米

δ, S —— 厚度, 厘米, 毫米

s —— 间隙, 毫米

f, F —— 面积, 米²

z —— 叶片数

τ —— 由于叶片而使面积减小的系数

X —— 级数

$\overline{X}$ —— 段数

Z —— 密封齿数

α, α_w —— 由气体至壁及由壁至水的放热系数, 大卡/米²·时·度

K —— 传热系数, 大卡/米²·时·度

Δ_m —— 平均温度差, °C

$\overline{\alpha}$ —— 泄漏系数

$\overline{\mu}$ —— 挤压系数

Re —— 雷诺数

M —— 马赫数, 等于 u_2/a 比值

$\overline{M} = u_2 / \sqrt{gRT_H}$

i —— 比例常数 $= l^*/l = D_2^*/D_2$

$k_{\text{ш}}, \overline{k_{\text{ш}}}$ —— 绝对粗糙度及当量粗糙度, 米

$k_v = \nu_H/\nu$ —— 无因次量

脚号:

H —— 初态 (在机器或段的气管进口)

K —— 终态 (在机器或段的气管出口)

0 —— 叶轮进口

1 —— 叶轮叶片进口

2 —— 叶轮叶片出口

3 —— 扩压器叶片 (或无叶扩压器) 进口

4 —— 扩压器叶片 (或无叶扩压器) 出口

5 —— 回流器叶片进口

6 —— 回流器叶片出口

目 次

譯序.....	3
前言.....	5
符号.....	10

第一篇 离心压缩机械的理論和計算

第一章 概說.....	1
1 气体动力学基本方程式.....	1
2 表面粗糙度的影响.....	9
3 扩压运动与收敛运动的比較.....	14
4 不同压缩过程的比較.....	20
5 效率概念的确定.....	28
6 有限叶片数叶輪內理想气体的流动.....	32
7 有限叶片数叶輪內气体实际流动.....	39
8 能量头效率及其与內效率的关系.....	41
9 功率特性曲綫.....	48
第二章 压缩过程的相似理論基础.....	53
10 相似基本要求的闡述.....	53
11 基本参数間的无因次关系.....	58
12 雷諾数和馬赫数的影响.....	60
13 模化方法.....	68
14 高速性系数.....	71
15 相似設計方法.....	74
16 相似方法計算例題.....	80
第三章 压缩机的冷却.....	84
17 冷却方式.....	84
18 概述.....	101
19 光管的冷却表面.....	114
20 翅片管的冷却表面.....	124
21 冷却器計算例題.....	127

22 各段的壓縮比分配, 冷却次数	135
第四章 不冷却机器的計算	145
23 特性曲綫的形状	145
24 通流部分型式的影响	157
25 强度計算評述	169
26 設計概論	176
27 級数、圓周速度、叶輪直徑和轉数的确定	180
28 級中气体状态的确定	183
29 叶輪基本尺寸的确定	185
29 a 各种型式叶輪的主要参数及特征	190
30 扩压器尺寸的确定	199
31 迴流器尺寸的确定	201
32 蝸壳尺寸的确定	202
32 a 扩压器, 迴流器, 排气室	206
32 b 压缩机通流部分的特点	218
32 c 离心压缩机主要尺寸的确定	219
33 密封的計算	224
34 机械損失	231
35 苏联的一些离心压缩机結構概述	234
35 a 一些离心压缩机械的已有結構	243
36 空气鼓風机計算例題	251
36 a 通流部分的計算例題	259
第五章 冷却的机器的計算	269
37 冷却的机器的特点	269
38 冷却的机器的計算特点	278
第六章 重气体压缩机的計算特点	279
39 利用状态輔助图进行計算的特点	279
40 气体常数和絕热指数很小时的計算特点	282
40 a 气体比重的影响	284
第六A章 改变压缩机械特性的方法 (調节)	286

第二篇 离心压缩机械的试验和研究

第七章 基本数据的测量	301
41 静压、总压和动压的测量	301
42 空气温度的测量	307
43 相对湿度和气体常数的确定	312
44 确定流量的基本公式	313
45 流量系数的确定	317
46 标准节流结构	322
47 管道中的节流装置	324
48 流量测量的准确度	329
49 残余压力损失	332
50 孔板和喷嘴的计算	334
51 按热平衡法计算消耗功率	338
52 转数的测量	343
第八章 不冷却机器的试验方法	345
53 一般试验方法的提示	345
54 不符合相似条件时特性曲线的换算	349
54 a 气体比重显著改变时压缩机的工作特点	356
55 管道的特性曲线, 获得稳定工况的条件	358
56 试验装置	360
57 试验结果的整理	367
58 测量误差	375
59 关于模型研究的见解	376
第九章 冷却的机器的试验	379
60 任务的提出	379
61 冷却器的特性曲线	381
62 方法上的提示	383
63 特性曲线的计算和换算方法	385
附录	389
参考文献	392
“新著”参考文献	393

第 一 篇

离心压缩机械的理論和計算

第一章 概 說

1 气体动力学基本方程式

簡要地叙述一些有关气体压缩过程的气体动力学問題，对以后进一步掌握許多內容是必要的。我們在这里将涉及气体基元流束的各种形式的能量方程式、动量方程式与动量矩方程式。

能量方程式 設一气体基元流束在叶輪中流动，并从其中获得功 dH 。对气体流束上无限近的两个截面而言，功的方程式可以写成綜合的伯努利方程式的形式：

$$dH = \frac{dP}{\gamma} + d \frac{c^2}{2g} + dz + dH_r,$$

式中 P —— 压力；

γ —— 比重；

c —— 絕对速度；

z —— 所处位置的高度；

H_r —— 克服摩擦力时气体消耗的功。

显然，这个摩擦功 dH_r 将轉化为热量，并以 $dq_r = AdH_r$ 的热量傳遞給气体。应当指出，对气体來說，其位能的变化 dz 与流束的其他各种能量比較是微不足道的，将上式乘以 $A = 1/427$ ——热功当量，則得

$$AdH = AvdP + Ad \frac{c^2}{2g} + dq_r, \quad (1)$$

或最后可写成

$$AH = A \int_I^{\text{II}} v dP + A \frac{c_{\text{II}}^2 - c_{\text{I}}^2}{2g} + q_r, \quad (1a)$$

式中 $v = \frac{1}{\gamma}$ —— 气体的比容。

众所周知，上式即气体基元流束重心的运动方程式。

在与工质基元体重心一起运动的座标系统中，因为相对这个座标系统而言，工质基元体的速度等于零，所以我们可以写出静止气体的热力学第一方程式，这样就可知参加热交换的全部热量是由以下两部分组成的：

- 1) 由基元体侧面传出去的部分 (dq)
- 2) 由于摩擦功转化为热量而传入气体的部分 (dq_r)。

根据热力学第一定律得：

$$-dq + dq_r = di - A v dP, \quad (2)$$

或最后可写成：

$$-q + q_r = i_{\text{I}} - i_{\text{II}} - A \int_I^{\text{II}} v dP, \quad (2a)$$

式中 i —— 气体的热焓。

对气体来说可取 $i = c_p T$ ，这里 c_p —— 等压比热， T —— 气体温度。

将式 (2) 中的 dq_r 代入式 (1)，得如下的能量方程式：

$$AdH = di + Ad \frac{c^2}{2g} + dq \quad (3)$$

或最后可写成

$$AH = i_{\text{I}} - i_{\text{II}} + A \frac{c_{\text{I}}^2 - c_{\text{II}}^2}{2g} + q \quad (3a)$$

● 新著328頁中提出“速度 c_K 和 c_H 在一般範圍內 (20~40米/秒) 以及能量头 $H \geq 2000$ 公斤·米/公斤 时， $\frac{c_K^2 - c_H^2}{2g}$ 不超过 H 的 1~3%，因此对压气机和压缩机可以忽略不計”。

最后一式中沒有包含摩擦功，因此对实际应用有特别重要的意义。例如，若已知热焓的增量(即溫度增量)、初速、終速及压縮过程中气体外傳的热量 q ，我們即可准确地計算出压縮机轉子中压縮 1 公斤气体消耗的功。对不冷却的压縮机械來說，假使 I、II 分別为进气管入口和排气管的出口，一般都略去动能的变化，这样即可得

$$AH = i_K - i_H = c_{pm}(T_K - T_H),$$

式中 c_{pm} ——平均等压比热。

这个很簡單的公式可适用于非人为冷却的空气鼓風机或气体鼓風机，因为在这种情况下經過机器外壳向外傳出的热量微小到可以忽略不計●。

現在讓我們利用式 (3 a) 来研究气体溫度变化的問題。为了簡化起見取 $c_p = \text{常数}$ ，則可由式 (3 a) 得出如下的溫度变化 $T_{II} - T_I$ 的一般公式：

$$T_{II} - T_I = -A \frac{c_{II}^2 - c_I^2}{2gc_p} + \frac{A}{c_p} H - \frac{q}{c_p}. \quad (36)$$

首先討論常見的所謂不作功气流 ($H = 0$)。在与外界沒有热交换的情况下：

$$T_{II} + A \frac{c_{II}^2}{2gc_p} = T_I + A \frac{c_I^2}{2gc_p} = T^* = \text{常数},$$

这里 T^* ——称为滞止溫度，即气流完全滞止 ($c = 0$) 时的溫度。

上式表明不作功的与外界絕热的气流，其溫度的改变只能依靠其流速的变化。流速愈大，溫度就愈低；当流速不大时，溫度的改变是很小的。例如对空气來說，在 $c_I = 0$ 及 $c_{II} = 100$ 米/秒时， $\Delta T = T_{II} - T_I = 5^\circ\text{C}$ 。

● 新著328頁提出“通过不冷却气缸的热損失不超过 $i_K - i_H$ 的 1~3%，因此可以忽略并认为压縮过程同周围工质沒有热交换，即絕热压縮”。

显然, 当气体速度不大时, 温度的改变就只能在有热交换或气体作机械功时才能实现。在后一情况下 ($q = 0, H \neq 0$), 若气体作正功 ($H < 0$), 则其温度下降, 若气体作负功 ($H > 0$), 如在压缩机中发生的情况那样, 温度就上升。由此可见, 当空气鼓风机中出来的热空气用旁通管道引入吸气口时, 就只能采取冷却空气的办法 (带去热量 q), 或让其在透平机 (膨胀机) 中膨胀做功 ($H < 0$) 来降低温度。

利用滞止温度的概念:

$$T^* = T + A \frac{c^2}{2gc_p},$$

就可以将功 H 的方程式 (3a) 写成如下形式:

$$AH = c_p(T_{II}^* - T_I^*) + q。$$

对不冷却的压缩机械则为:

$$AH = c_p(T_{II}^* - T_I^*)。$$

这样, 我们就可以用专门的探针测得滞止温度的升高以求出叶轮对气体所作功的值。

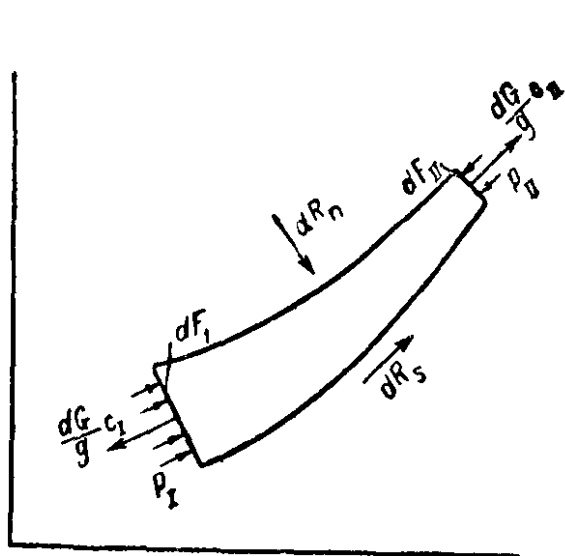


图1 说明动量定理用图。

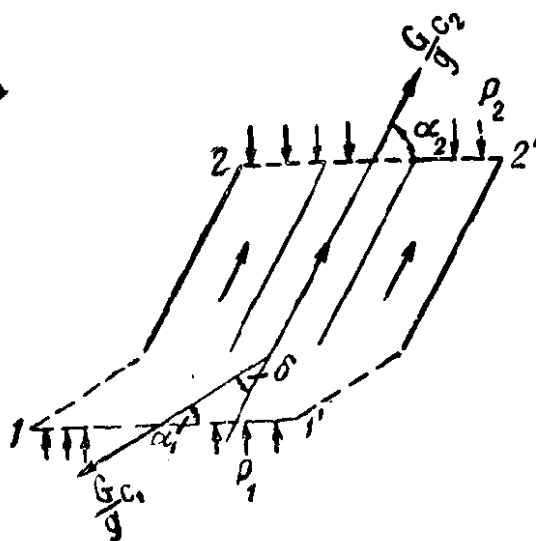


图2 有冲击的流过直叶栅图。

动量方程式 欧拉所导出的动量定理证明了在稳定平面气流中, 作用在某基元流束表面上的所有外力之合力等于以下两个力